

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Synchronizace chodu lineárních hydromotorů
The Synchronization Operation of Linear Hydromotors

Student:

Bc. Petr Náplava

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Erik Stonawski, Ph.D.

Ostrava 2011

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové (bakalářské) práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové (bakalářské) práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnou licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

V Ostravě :.....

Medlovice 154

Okr. Uh. Hradiště

687 41

.....
Plné jméno studenta

Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval Ing. Erikovi Stonawskemu, Ph. D. za odbornou pomoc a vedení při realizaci diplomové práce. Děkuji také celé rodině a přítelkyni za trpělivost, obětavost a podporu při studiu.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Náplava, P. *Synchronizace chodu lineárních hydromotorů*. Ostrava: Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, Fakulta strojní VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2011, 47 s. Diplomová práce, vedoucí Stonawski, E.

Úkolem této diplomové práce je navrhnout a popsat různé způsoby hydraulické synchronizace. První část práce se zabývá možnými způsoby synchronizace lineárních hydromotorů a blíže popisuje jednotlivé typy synchronizace. Další část je věnována návrhu hydraulického obvodu pro synchronizaci dvou lineárních hydromotorů. Jsou zde popsány poznatky ze sestavování obvodu a jeho uvádění do provozu. Závěrečná část je věnována popisu provedených měření a jejich zhodnocení.

ANOTATION OF THESIS

Náplava, P. *The Synchronization Operation of Linear Hydromotors*. Ostrava: Department of Hydromechanics and Hydraulics Equipment, Faculty of Mechanical Engineering VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2011, 47 pages. Thesis, head Stonawski, E.

The goal of this thesis is to design and describe the different ways of hydraulic synchronization. The first part deals with possible ways to sync linear motors, and describes in detail the different types of synchronization. Another part is devoted to a hydraulic circuit for the synchronization of two linear motors. Findings are described for the preparation of the circuit and placing into service. The final section is devoted to describing the measurements and their evaluation.

Obsah

Obsah.....	- 1 -
Seznam použitého značení	- 2 -
Úvod.....	- 4 -
1 Způsoby synchronizace pohybu dvou a více motorů.....	- 5 -
1.1 Sériové zapojení hydromotorů	- 5 -
1.2 Mechanická tuhá vazba.....	- 6 -
1.3 Synchronizace pomocí dvou stejných hydrogenerátorů	- 7 -
1.4 Synchronizace rotačními hydromotory	- 8 -
1.5 Synchronizace pomocí řízení proměnným odporem.....	- 8 -
1.6 Synchronizace pomocí objemového řízení (objemové děliče průtoku).....	- 12 -
1.7 Synchronizace pomocí elektrohydraulických systémů	- 17 -
2 Srovnání standardních a elektrohydraulických systémů synchronizace.....	- 24 -
3 Návrh obvodu pro synchronizaci dvou lineárních hydromotorů.....	- 26 -
3.1 Vzorový výpočet obvodu pro synchronní chod hydromotorů.....	- 26 -
3.2 Specifikace prvků	- 30 -
4 Sestavení obvodu a ověření funkce systému	- 34 -
5 Měření hydraulického systému.....	- 38 -
5.1 Měření č. 1	- 38 -
5.2 Měření č. 2	- 39 -
5.3 Měření č. 3	- 40 -
5.4 Měření č. 4.....	- 41 -
5.5 Měření č. 5	- 42 -
5.6 Měření č. 6.....	- 43 -
6 Závěr	- 45 -
7 Použitá literatura	- 46 -

Seznam použitého značení

Značka	Název veličiny	Jednotka
Δp	tlakový spád	[Pa]
Q, Q_1, Q_2	průtok	[m ³ .s ⁻¹]
μ, η_{sv}	průtokový součinitel	[1]
$S_t, S_{šv}$	průtočná plocha	[m ²]
ρ	hustota	[kg.m ⁻³]
p_1, p_2	tlak	[Pa]
ΔQ	podíl průtoků	[m ³ .s ⁻¹]
J_s	jmenovitá světlost	[mm]
K	objemový modul pružnosti kapaliny	[Pa]
F, F_1, F_2	síla	[N]
x	prodloužení pružiny	[m]
D	průměr pístu	[m]
d	průměr pístnice	[m]
h	zdvih	[m]
Δp_v	tlak na pojistném ventilu	[Pa]
d_p	průměr potrubí	[m]
S_1, S_2	plocha pístu	[m ²]
ΔV	změna objemu	[m ³]
$\Delta V_1, \Delta V_2$	změna objemu	[m ³]
V	objem	[m ³]

t	čas	[s]
l	délka potrubí	[m]
w_1, w_2	posunutí	[m]
Δw	odchylka	[m]
Q_t, Q_{t1}, Q_{t2}	teoretický průtok	[m ³ .s ⁻¹]
η_{Q1}, η_{Q2}	průtoková účinnost	[1]
$\Delta p_{M1}, \Delta p_{M2}$	tlakový spád na motoru	[Pa]
$\Delta p_{š1}, \Delta p_{š2}$	tlakový spád na škrticím ventilu	[Pa]

Úvod

Synchronizace je způsob technologického řešení problematiky posouvání několika hydromotorů současně stejnou rychlostí s tím, že uvažujeme o rozdílných zátěžích těchto hydromotorů. V obvodech s několika hydromotory se často setkáváme s požadavkem, aby rychlost pístů všech použitých hydromotorů byla buď stejná, nebo v určitém vzájemném, stále udržovaném poměru. Jde o řešení dvou rozdílných požadavků, a to:

- a) Synchronizace pohybu – zajišťující stejnou rychlost pohybu nebo její konstantní zvolený poměr.
- b) Zajištění vzájemné polohy motorů nebo daného poměru drah.

Těmto požadavkům lze vyhovět různými způsoby s různou přesností.

U strojních zařízení je synchronizace vyžadována z mnoha různých důvodů např. k zajištění stejnoměrného vysouvání pístnic u hydraulického zvedáku tak, aby při nestejnoměrném zatížení hydromotorů nedocházelo k naklápění zvedací plošiny a k pádu zvedaného břemene. Při zvedání stavebních konstrukcí zajišťuje synchronizace, aby nedocházelo k deformaci a nadměrnému zatížení zvedané konstrukce. Při zvedání nevyváženého břemene umožňuje jeho vyvažování atd. Prvky pro synchronizaci (např. děliče průtoku) jsou také často využívány v mobilní technice jako nápravová a mezinápravová uzávěrka diferenciálu hydrostatického pojezdu vozidla.

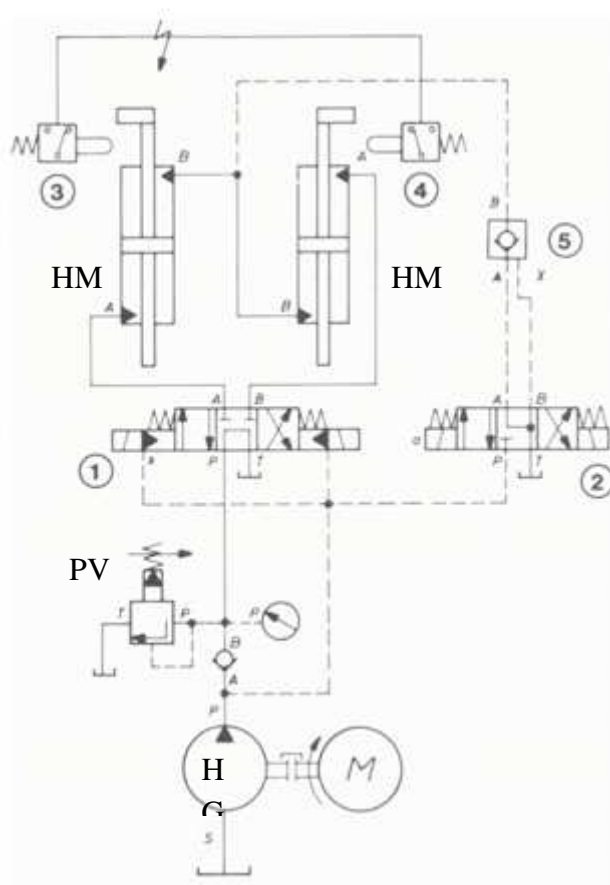
Typické aplikace, u kterých je vyžadována synchronizace

- Zvedání a spouštění hmotných břemen
- Mobilní technika – hydrostatické pohony a pojezdy
- Stavba mostních konstrukcí
- Vyrovnání stávajících konstrukcí a budov
- Zvedání a vyrovnávání ropných plošin
- Pomoc při ražení tunelů
- Testování tunelů

1 Způsoby synchronizace pohybu dvou a více motorů

1.1 Sériové zapojení hydromotorů

U přímočarých hydromotorů je zapojení realizováno tak, že výtlačná strana prvního hydromotoru je spojena s vstupní stranou druhého hydromotoru. Při použití dvou hydromotorů s průběžnou pístnicí jsou teoreticky dány podmínky pro přesný synchronní chod. Synchronizace je však ovlivněna přesností rozměrů válců, těsností pístnic, stlačitelností oleje, pružností válce a potrubí. Tyto nepřesnosti se dají částečně kompenzovat různými doplňujícími zařízeními např. možnost vyrovnání v koncové poloze hydraulických válců.

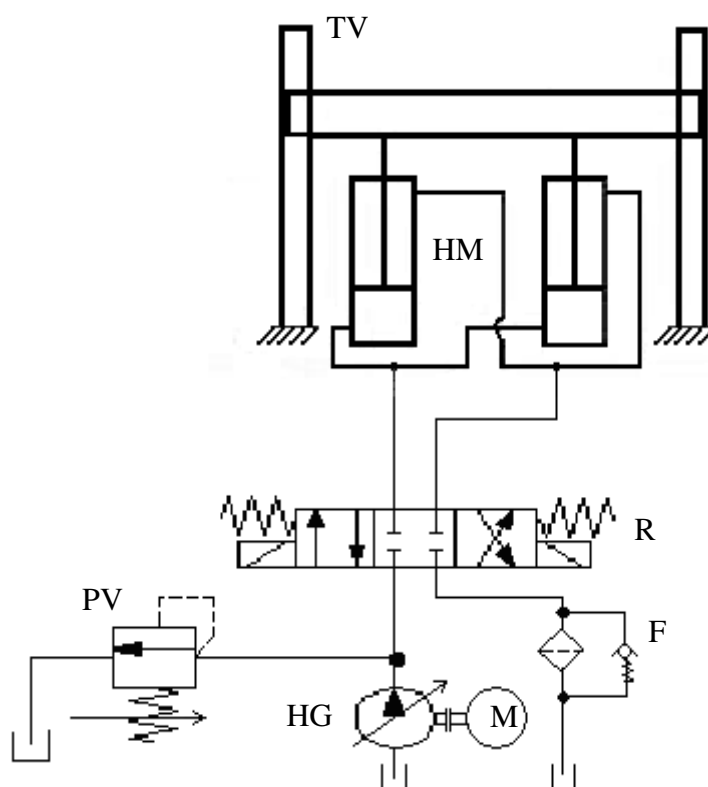


Obr. 1.1 Schematické znázornění sériového zapojení

*1,2 – Rozvaděč, 3,4 – Spínač koncové polohy, 5 – Řízený jednosměrný ventil, M – Motor,
HG – Hydrogenerátor, HM – Hydromotor, PV – Pojistný ventil*

1.2 Mechanická tuhá vazba

Jedním ze způsobů synchronizace lineárních hydromotorů je mechanická tuhá vazba. Jde o paralelní zapojení dvou hydromotorů s propojením pístnic nebo hřídelí tuhous mechanickou vazbou. To může být provedeno hřebenem a ozubeným kolem, pomocí lan a kladek, řetězem a řetězovým kolem nebo klikovou hřídelí. Jde o nejpřesnější a nejjednodušší způsob realizace synchronního chodu hydromotorů. Tuhou vazbu ovšem nelze vždy použít. Přesnost souběhu je dána velikostí rozdílu odporů na obou stranách nebo tuhostí mechanické vazby. Totéž platí pro vazbu ozubených pístnic s hřídelem a pastorky. Moment vznikající rozdílem odporů nebo tlaku v obou přímočarých hydromotorech je vyrovnáván ve spojovacím hřídeli.

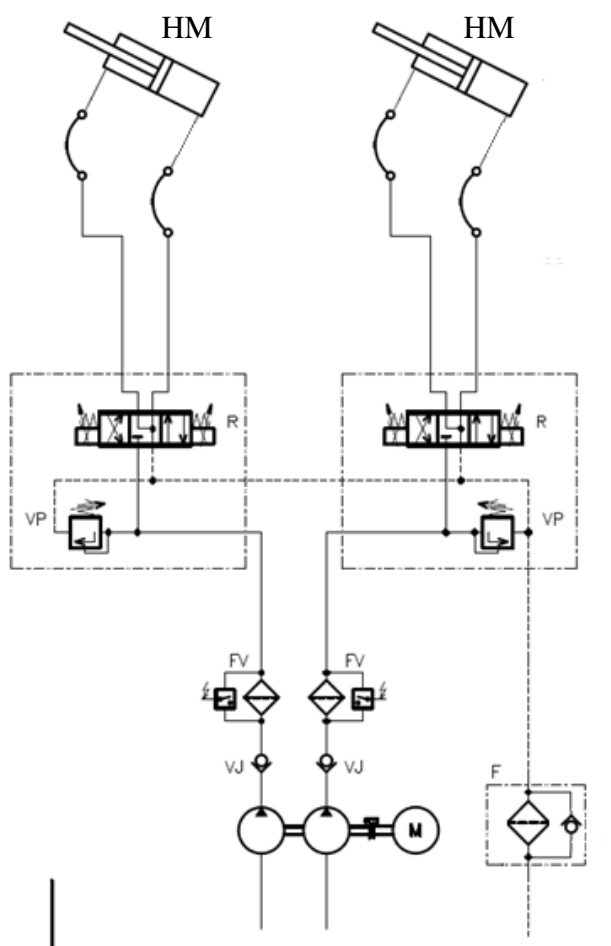


Obr. 1.2 Synchronizace pomocí tuhé vazby

*HG – Hydrogenerátor, M – Motor, PV – Pojistný ventil, R – Rozvaděč, HM – Hydromotor,
F – Filtr, TV – Tuhá vazba*

1.3 Synchronizace pomocí dvou stejných hydrogenerátorů

Hydrogenerátory jsou umístěny na jedné hřídeli, která zajišťuje jejich současný chod. Energii mechanismu dodává motor umístěný na stejné hřídeli jako generátory. Přesnost synchronizace je závislá na tvaru $\Delta p - Q$ charakteristik generátorů. Tlakový spád na těchto generátorech by měl být co nejnižší a může být udržován stabilizátorem tlakového spádu. Podobně jako u následujícího způsobu jsou při nesteréjném zatížení přímočaré hydromotory poháněny pomocí rotačních hydrogenerátorů umístěných na jedné hřídeli. I při nesteréjném zatížení přímočarých hydromotorů je tak zajištěn jejich stejnoměrný synchronní pohyb.



Obr. 1.3 Schematické zapojení synchronizace pomocí dvou rotačních hydromotorů

R – Rozvaděč, VP – Pojistný ventil, FV – Tlakový filtr, F – Filtr, VJ – Jednosměrný ventil, M – Motor, HM – Hydromotor

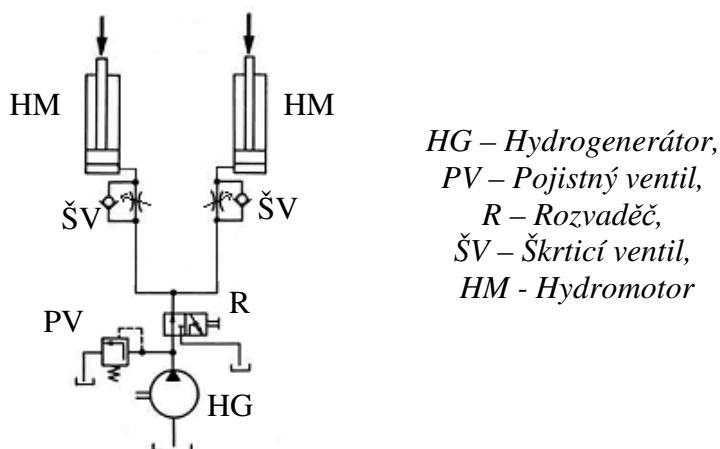
1.4 Synchronizace rotačními hydromotory

Vložíme – li do tlakové větve nebo odpadní větve přímočarých hydromotorů rotační hydromotory a mechanicky je spojíme, bude výsledkem synchronní chod pístů bez ztrát škrcením a bez nadměrného zahřívání hydraulické kapaliny. Rotační hydromotory působí jako odměřovací jednotky, a proto je nezbytně nutné přiřadit k sobě motory o stejném geometrickém objemu. Při nestejném zatížení přímočarých hydromotorů pohání rotační hydromotor méně zatíženého přímočarého motoru přes spojovací hřídel rotační hydromotor více zatíženého přímočarého hydromotoru, a tak dochází k určitému vyrovnání.

1.5 Synchronizace pomocí řízení proměnným odporem

1.5.1 Synchronizace pomocí škrticích ventilů

V obvodech se dvěma lineárními hydromotory, jejichž zatížení je konstantní nebo se mění jen velmi málo a u kterých nedochází k náhlým změnám při zatížení nebo odlehčení, můžeme pro vyrovnání pohybu obou pístů použít škrticí ventily se škrcením na výstupu. Na vstupní straně je škrcení vyraženo jednosměrnými ventily. Přesnost synchronního pohybu závisí na změnách zatížení obou hydromotorů. Čím větší je tlakový spád na škrticím ventilu než tlakový spád potřebný pro vykonání pracovní funkce hydromotoru, tím menší je vliv změn zatížení na stejný pohyb obou pístů.



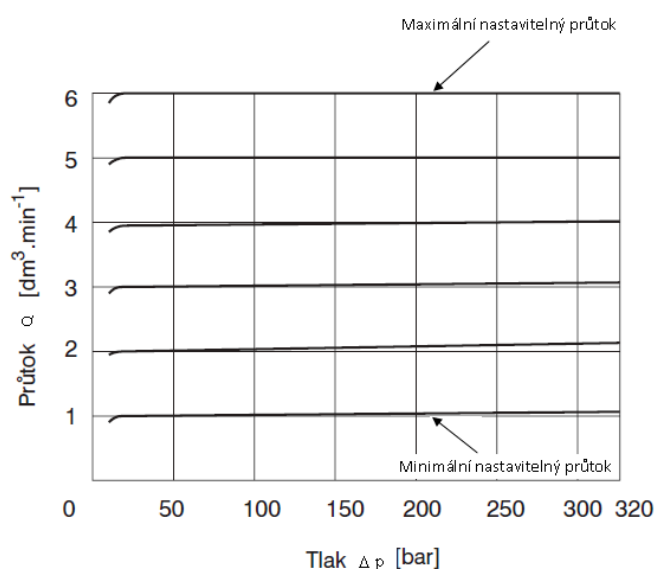
Obr. 1.4 Schematické zapojení synchronizace pomocí škrticích ventilů

1.5.2 Synchronizace pomocí škrticích ventilů se stabilizací tlakového spádu

Škrticími ventily se stabilizací tlakového spádu je zajištěno, že průtok ventilem není závislý na tlakovém spádu na ventilu. Průtok Q tímto ventilem je konstantní. Přitom platí rovnice pro průtok ventilem:

$$Q = \mu \cdot S_t \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} = konst. \quad [1.1]$$

- Kde tlakový spád na škrticím ventilu je $\Delta p = p_2 - p_1$



Obr. 1.5 Zatěžovací $\Delta p - Q$ charakteristika dvoucestného regulátoru průtoku

Je zřejmé, že se změnou Δp musí dojít současně ke změně průtočné plochy S_t a opačně. Tyto změny jsou zajištěny konstrukčním provedením ventilu.

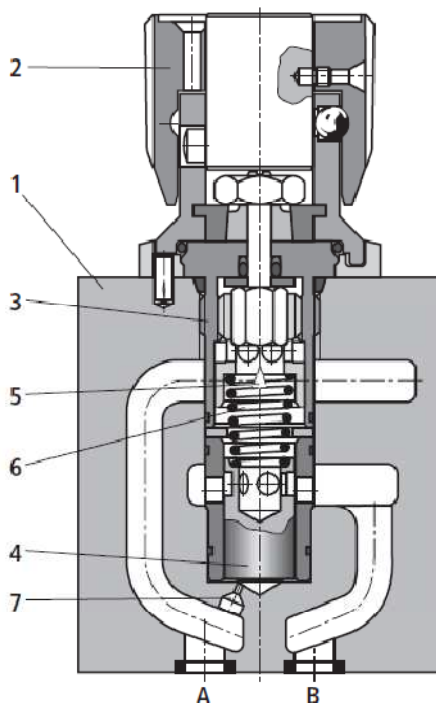
Obvody se škrticím ventilem a stabilizací tlakového spádu místo jednoduchého škrticího ventilu mají větší přesnost dodržení stejné rychlosti obou pístů nezávisle na zatížení. Škrticí ventil je zapojen tak, aby škrcení probíhalo na výstupu z hydromotoru.

Škrticí ventil se stabilizací tlakového spádu je z pohledu řídicí techniky regulátor s trvalou regulační odchylkou, který odměřuje průtok. Odchylku průtoku od nastavené hodnoty ΔQ převádí na tlakový rozdíl Δp a ten působí jako záporná zpětná vazba. To vyvolá pohyb šoupátka a změnu průtočné plochy S_t .

Chyba vyrovnávání průtoku je obvykle $\Delta Q = \pm(2 - 5) \%$ ustálené hodnoty průtoku. Ke kompenzaci ovšem dojde až po určitém čase, protože jde o dynamický děj s časovou konstantou (15 – 50) ms.

Přesnost stejného pohybu hydromotorů závisí také na změnách zatížení obou hydromotorů, a zvláště pak na jakosti jednotlivých škrticích ventilů. Čím větší je tlakový spád na škrticím ventilu než tlakový spád potřebný k vykonání pracovní funkce hydraulického válce, tím menší je vliv změn zatížení na stejný pohyb obou pístů.

Na škrticím ventilu se stabilizací tlakového spádu dochází k přeměně tlakové energie v teplo stejně jako na běžném škrticím ventilu. Tento způsob řízení je proto energeticky nevýhodný. Ztrátový výkon přeměněný na přepouštěcím ventilu v teplo lze eliminovat použitím hydrogenerátoru s regulací na konstantní tlak.



Obr. 1.6 Řez škrticím ventilem se stabilizací tlakového spádu

1 – Těleso ventilu, 2 – Otočný regulátor, 3 – Ucpávka, 4 – Tlaková váha, 5 – Škrticí ventil, 6 – Přítlačná pružina, 7 – Tryska

Použití škrticích ventilů se stabilizací tlakového spádu má několik výhod oproti jiným způsobům synchronizace. Především je to nižší cena synchronizačního prvku při zachování dostačující přesnosti. Velkou výhodou je také možnost regulace parametrů hydraulického obvodu. K rektifikaci systému automaticky dochází na pevném dorazu. Také je umožněna paralelní funkce několika spotřebičů řízených proměnnými odpory.

Mezi nevýhody tohoto typu synchronizace pak patří energetická náročnost systému se škrcením. Také je nutno seřídit každý škrticí ventil se stabilizací tlakového spádu. Je třeba zmínit, že pro oba směry musíme použít dva škrticí ventily se stabilizací tlakového spádu na jednom hydromotoru. Jestliže tento ventil použijeme pouze v jedné větvi, bude synchronizován pouze chod v jednom směru. Při zpětném chodu není synchronizace zajištěna.

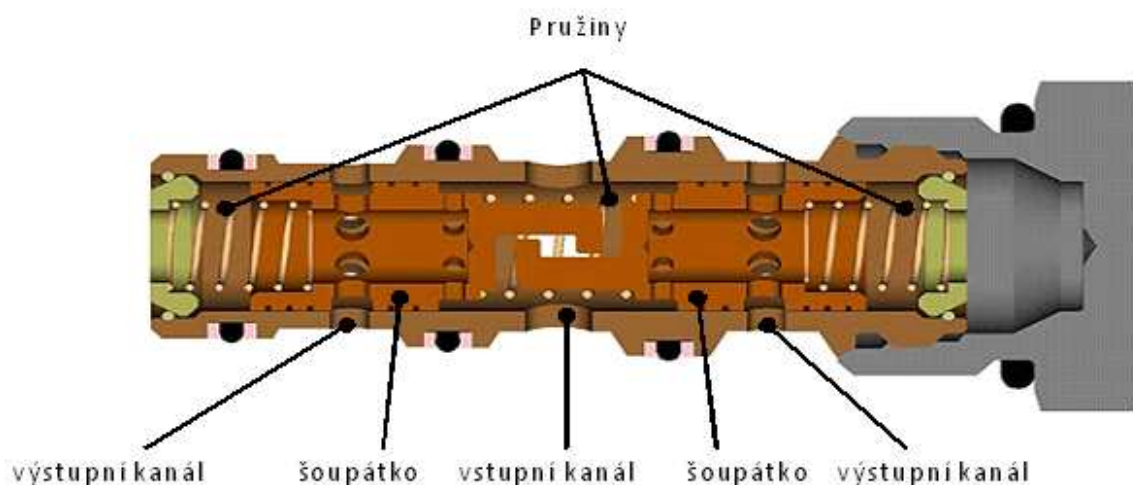
1.5.3 Šoupátkový dělič průtoku

Šoupátkový dělič průtoku je levnější než dva dvoucestné regulátory průtoku, protože místo řídicích škrticích ventilů jsou dvě stejné clony sloužící k měření průtoku. Při rozdílných průtocích vzniká na clonách rozdílný tlakový spád, což se projeví nestejnými tlaky p_1 a p_2 . Rozdílem tlaků dojde k posunutí šoupátka. Šoupátko přiškrtí průtok do větve s větším průtokem a pootevře větev s nižším průtokem. Přesnost nastavení průtoku je závislá na rozdílu zatížení hydromotorů a dosahuje hodnoty 3 – 4 %. Použitím kvalitnějších prvků je možné dosáhnout i vyšší přesnosti. Pro jmenovité parametry je přesnost dělení průtoku vysoká, ale s klesajícím vstupním průtokem se zhoršuje. Pod stanovenou hodnotou minimálního průtoku není dělič schopen pracovat správně. Ke správnému fungování děliče je zapotřebí dosáhnout alespoň minimálního stanoveného průtoku.

Protože šoupátkový dělič průtoku pracuje v podstatě jako škrticí ventil, je tento energeticky nevýhodný způsob používán pouze pro malé výkony nebo pro velké výkony s krátkodobým pracovním cyklem.

Výhodou použití šoupátkového děliče průtoku je velmi dobrá přesnost synchronizace za nízkou pořizovací cenu. Také montážní rozměry jsou velmi malé. Nízká energetická náročnost ve srovnání s regulátory průtoku.

Mezi nevýhody lze zařadit nutnost dodržení čistoty kapaliny. Pro více než dva motory je nutné použít další dělič průtoku. K rektifikaci systému dochází automaticky na pevném dorazu (platí pouze při použití děliče s otevřeným středem).



Obr. 1.7 Řez šoupátkovým děličem průtoku

1.6 Synchronizace pomocí objemového řízení (objemové děliče průtoku)

Dělič průtoku slouží k rozdělení průtoku na dva nebo více stejných průtoků vedené ke dvěma nebo více hydromotorům. Zajišťuje tak stejné rychlosti pohybu hydromotorů o stejném geometrickém objemu při jejich nestejném zatížení. Nahrazuje zapojení dvou paralelně řazených hydromotorů s předřazenými dvoucestnými regulátory průtoku.

Při použití objemových děličů průtoku nedochází ke škrcení kapaliny jako u šoupátkového děliče nebo škrticích ventilů se stabilizací. A proto je tento způsob energeticky výhodnější, ale jeho nevýhodou jsou vyšší pořizovací náklady.

Druhy objemových děličů:

- Rotační
- Lineární

Přesnost synchronizace u objemových děličů průtoku je závislá na následujících parametrech:

- Proměnlivosti tlakového zatížení
- Teplotě oleje a jeho viskozitě
- Tlakové úrovni systému
- Celkovém průtoku děličem

Přesnost synchronizace u rotačního děliče je tím větší, čím větší jsou jeho otáčky. Omezení je dáno pouze maximálními otáčkami pro danou konstrukci rotačního děliče a hlučností, která se zvyšuje s rostoucími otáčkami. K dosažení dobré přesnosti synchronizace je zapotřebí, aby děličem protékal určitý minimální průtok udávaný výrobcem.

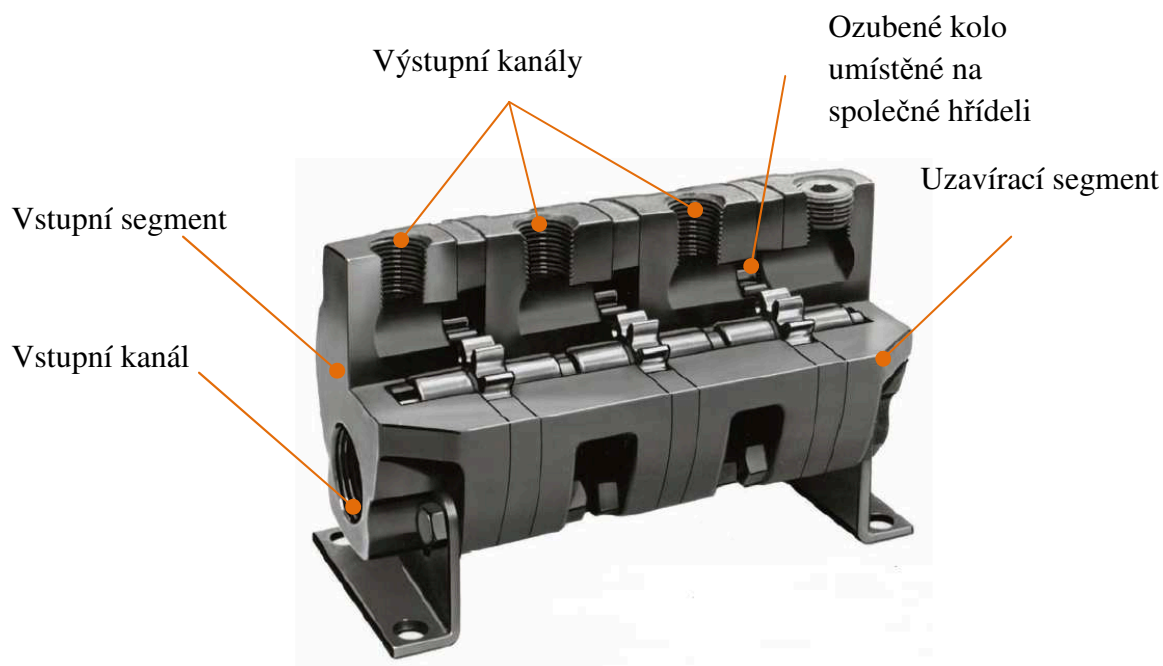
1.6.1 Rotační děliče průtoku

- **Zubové (s vnějším nebo vnitřním ozubením)**
- **Pístové (radiální)**

a) Rotační zubové děliče průtoku

Rotační zubový dělič průtoku na obr. 1.8 je sestaven z řady zubových hydromotorů o stejném geometrickém objemu. Jeden zubový hydromotor pak tvoří jednu sekci děliče průtoku. Jednotlivé sekce děliče (hydromotory) jsou vzájemně spojeny uvnitř tělesa děliče. A to tak, že jedno ozubené kolo každého hydromotoru je umístěno na společné hřídeli.

Průtok do děliče je řešen jedním společným vstupem a poté rozdělen na dva nebo i více (až dvanáct) samostatných výstupních průtoků. Tyto výstupní průtoky se mohou rovnat nebo mohou být v určitém vzájemném poměru. Poměr dělení jednotlivých sekcí je závislý na šířce ozubení každé sekce. Přesnost dělení průtoku v tomto typu děličů se pohybuje v rozmezí $\Delta Q = \pm(1,5 - 2)\%$.



Obr. 1.8 Zubový dělič P23 – 60 od firmy Delta Power Company

b) Rotační radiální pístové děliče průtoku

Rotační radiální pístový dělič průtoku je sestaven z radiálních pístových hydromotorů, které jsou navzájem spojeny společnou hřídelí. Tento dělič může mít až 12 sekcí. Dělič na obr. 1.9 je sestaven ze čtyř radiálních pístových hydromotorů, vstupního a výstupního bloku (tyto bloky plní funkci bezpečnostního a plnicího bloku). Na radiálních pístových děličích dochází oproti zubovým děličům k vyšším průtokovým ztrátám z důvodu průsaku děliče. Přesnost dělení průtoku je $\Delta Q = (0,5 - 0,8) \%$.

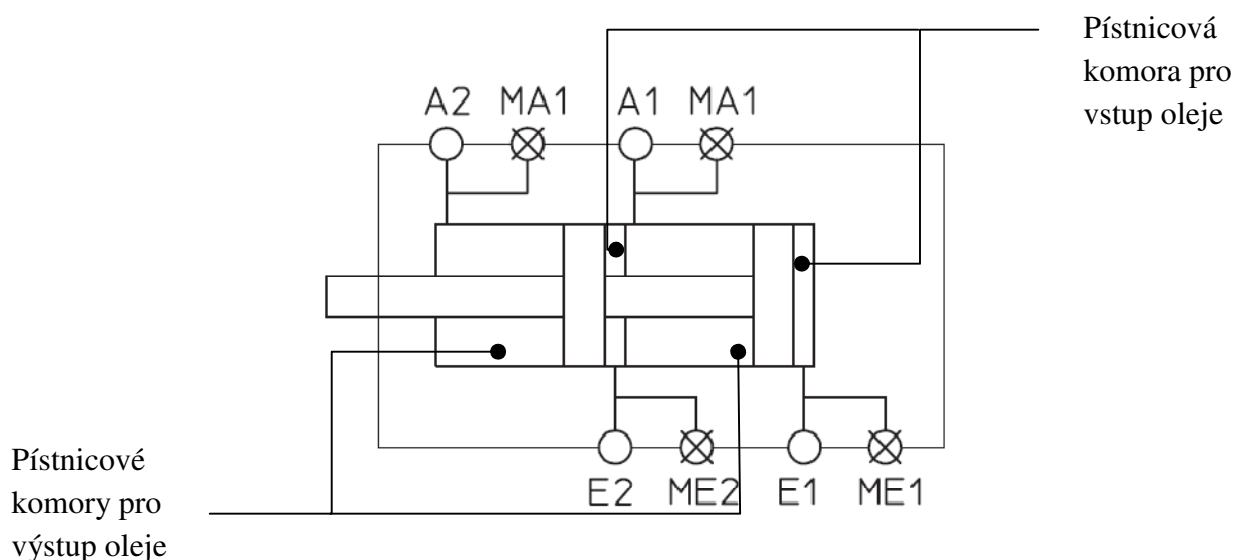


Obr. 1.9 Rotační čtyřsekční radiální dělič průtoku od firmy Jahns Hydraulik

1.6.2 Lineární děliče průtoku

Lineární dělič průtoku je tvořen několika hydraulickými válci řazenými za sebou, kde jednotlivé pístnice jsou vzájemně spojeny. Dvojitý lineární dělič průtoku se skládá ze dvou pístnicových komor pro vstup oleje a dvou pístnicových komor pro výstup oleje. Často je nutné v praxi řešit situaci, kdy se jeden válec pohybuje bez zatížení a další pracovní válec je náhle zastaven vzniklým zatížením. K zamezení této situace je do obvodu děliče průtoku zařazen bezpečnostní a plnicí blok. Přesnost dělení průtoku je u toho děliče průtoku v rozmezí $Q = \pm (0,05 - 0,2) \%$.

Jelikož dělič průtoku nemá průběžnou pístnici, dochází k mírnému zvýšení tlaku ve výstupní komoře oproti tlaku oleje ve vstupní komoře děliče. I když zvýšení tlaku kompenzuje tlakové ztráty vzniklé na děliči, jde také o nežádoucí trvalou odchylku tlaku. Velikost zvýšení tlaku je závislá na počtu komor děliče. Obecně lze říci, že u děliče s méně komorami bude zvýšení tlaku vyšší. Rozdílný tlak je zde méně kompenzován díky menšímu počtu pasivních odporů (menší počet komor = menší pasivní odpory) děliče. Zvýšení tlaku jde zabránit upravenou konstrukcí s oboustranně vyvedenými pístnicemi.



Obr. 1.10 Dvojitý lineární dělič průtoku typ MZB od firmy Jahns Hydraulik

*A1, A2 – výstup oleje z jednotlivých komor děliče; E1, E2 – vstup oleje do děliče;
ME1, ME2 – externí porty pro měření tlaků na vstupu; MA1, MA2 – externí porty pro měření tlaků na výstupu*

Značnou nevýhodou tohoto děliče průtoku je, že pro více než tři komory a větší objemy komor je dělič velmi dlouhý, a to může být i několik metrů. Řešením může být lineární dělič průtoku typu MLH nebo také typ MZB s velkým průměrem pístu a malým zdvihem pístnice. V praxi však může nastat situace, kdy je zapotřebí minimální průměr děliče průtoku a větší délka děliče nevadí.

Rychlost pohybu lineárního děliče průtoku může dosahovat velmi malých hodnot. Díky použití speciálních těsnění s nízkým součinitelem tření není nutné se ani při průtoku děličem menším než $0,1 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ obávat „stick – slip“ efektu.

Z důvodu náročné výroby je nevýhodou tohoto děliče jeho cena, která je vyšší než u všech předchozích typů děličů průtoku.



Obr. 1.11 Lineární dělič průtoku typ MLH od firmy Jahns Hydraulik

1.7 Synchronizace pomocí elektrohydraulických systémů

Elektrohydraulický systém umožňuje oproti předchozím způsobům synchronizace dosáhnout vyšší přesnosti. Jsou – li použity absolutní snímače polohy, není třeba systém rektifikovat a celý systém má lepší dynamické parametry. K řízení obvodu s požadavkem na synchronní chod hydromotorů lze využít proporcionálních rozvaděčů nebo servoventilů.

Elektrohydraulické proporcionální řízení moduluje hydraulické parametry v souladu s elektronickými referenčními signály. Je to ideální rozhraní mezi hydraulickými a elektronickými systémy. Používáno je v otevřených nebo uzavřených řídicích smyčkách, aby se získaly rychlé, jemné a přesné pohyby, které se dnes vyžadují u moderních strojů a zařízení.

Elektrohydraulické systémy jsou částí celé automatizační architektury. Informace, řízení a výstražné signály mohou být přenášeny z elektrohydraulického systému do centralizovaného řídicího systému a naopak pomocí standardních sběrnic.

Elektrohydraulické osy jsou snadněji programovatelné velmi podobným způsobem, jako elektromechanické systémy a umožňují pružnou automatizaci přes software pomocí centrální řídicí jednotky. Ve srovnání s elektromechanickými systémy mají elektrohydraulické systémy následující výhody:

- vlastní ochranu proti přetížení
- jednoduché, plynulé změny rychlosti, sil a krouticích momentů
- samočinné mazání systému
- rychlá operační odezva
- velkou hustotu výkonu
- schopnost nahromadit energii
- automatické přizpůsobení síly
- dlouhá životnost a vysoká spolehlivost

Servopohony s integrovanými převodníky a elektronikou představují vyšší stupeň elektrohydraulického řešení. Toto řešení vyžaduje jednoduché potrubí k hydraulickému zdroji a jednoduché elektrické vedení ve výkonové elektronice. Zjednodušují konstrukci, vytvářejí pružnou automatiku s maximální spolehlivostí.

Použití:

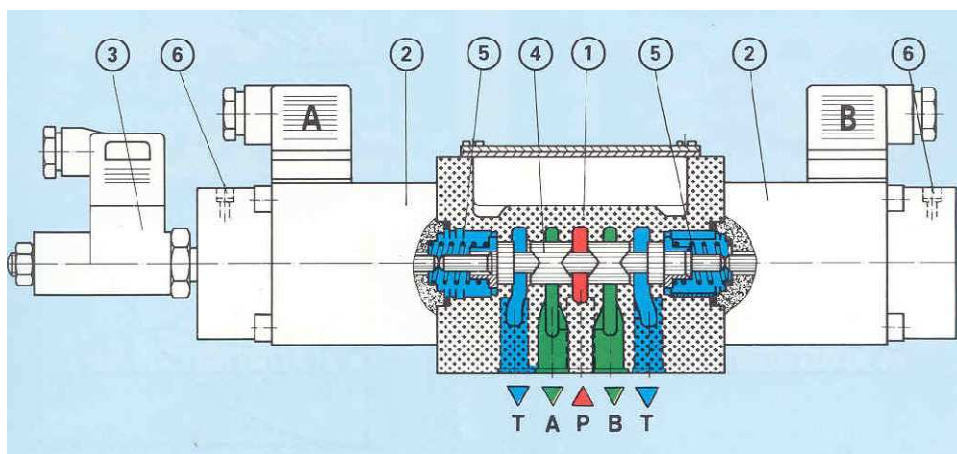
- v povětrnosti odolném provedení pro venkovní použití,
- v odvětví mobilních strojů,
- pro námořní účely,
- v nevýbušném provedení pro chemický průmysl a instalace na vrtných plošinách.

Nové proporcionální rozvaděče si v porovnání s dobrými servoventily udržují typické výhody proporcionální hydrauliky: nízkou citlivost, hrubší požadavky na filtraci, vlastní stabilitu, snazší obsluhu a návazně na to zvýšenou spolehlivost. Mohou být také využity v systémech s otevřenou smyčkou díky své vyšší stabilitě. Většina proporcionálních ventilů je „bezpečnostních“. To znamená, že samočinně dosáhnou hydraulicky bezpečné polohy, v případě, že chybí signál.

1.7.1 Synchronizace pomocí proporcionálních rozvaděčů

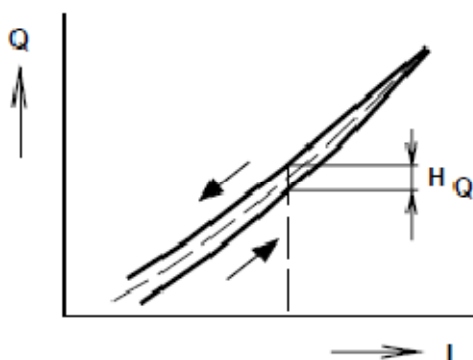
Přímo řízené (jednostupňové) proporcionální rozvaděče jsou nejčastěji ovládány elektromagneticky pomocí zdvihových proporcionálních magnetů nebo lineárních motorů. U mobilní techniky se setkáváme i s hydraulickým nebo elektrohydraulickým ovládáním pomocí dálkových ovládačů. V některých případech se používá i mechanické ovládání pomocí páky nebo pedálu.

Typické konstrukční uspořádání jednostupňového proporcionálního rozvaděče je vidět na Obr. 1.12. Tento rozvaděč je zpravidla konstruován do jmenovité světlosti $J_s = 10 \text{ mm}$. Charakteristickým znakem rozvaděče je přímé ovládání šoupátka proporcionálním zdvihovým elektromagnetem, který působí svou kotvou přímo na šoupátko rozvaděče.



Obr. 1.12 Přímě řízený proporcionální rozvaděč se zpětnou vazbou

*1 – Těleso rozvaděče, 2 – Proporcionální elektromagnety, 3 – Indukční snímač polohy,
4 – Šoupátko, 5 – Vratné pružiny, 6 – Indikátor sepnutí magnetu*

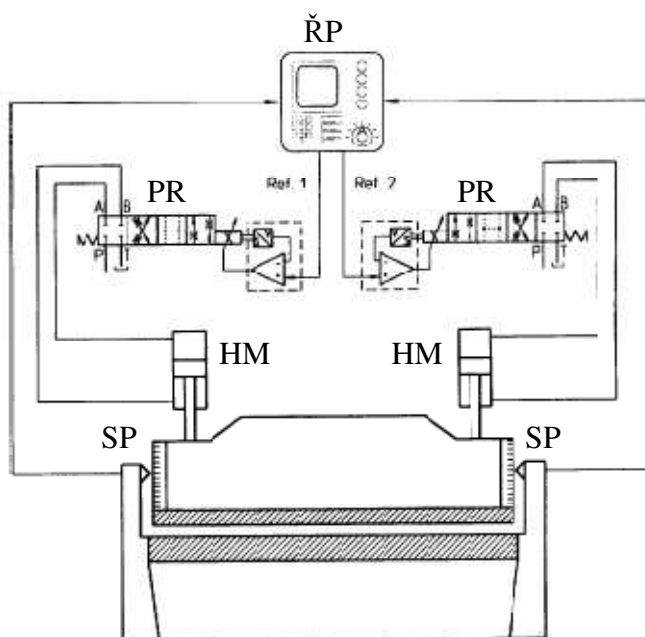


Obr. 1.13 Průtoková charakteristika proporcionálního rozvaděče

Ze znázorněné charakteristiky je zřejmé, že tyto rozvaděče mají některé negativní vlastnosti. Jde zejména o velkou průtokovou hysterezi H_Q a malou opakovatelnost. Běžně se průtoková hystereze pohybuje v rozmezí 5 až 6 % a chyba opakovatelnosti v rozmezí 2 až 3%. Je – li proporcionální rozvaděč vybaven snímačem polohy, sníží se hodnota hystereze na 1 až 3% a chyba opakovatelnosti bude menší než 1%.

Na Obr. 1.14 je znázorněn obvod ohýbačky plechu, kde jsou dva přímočaré hydromotory řízené pomocí proporcionálních rozvaděčů. Příměčaré hydromotory zvedají a spouštějí beran s požadavkem na synchronizaci pohybu a vysokou přesnost polohy.

Toho je úspěšně dosaženo pomocí dvou proporcionálních rozvaděčů řízených v uzavřené smyčce centrální jednotkou. Tato jednotka využívá i signály přicházející ze snímačů polohy namontovaných na beranu.



Obr. 1.14 Obvod řízený pomocí proporcionálních rozvaděčů

ŘP – Řídicí počítač, PR – Rozvaděč, HM – Hydromotor, SP – Snímač polohy

Výhodou proporcionálních rozvaděčů je možnost synchronizace pohybu hydromotorů nejen při vysouvání, ale i při zasouvání. Další výhodou je zaměnitelnost proporcionálního rozvaděče za servoventil.

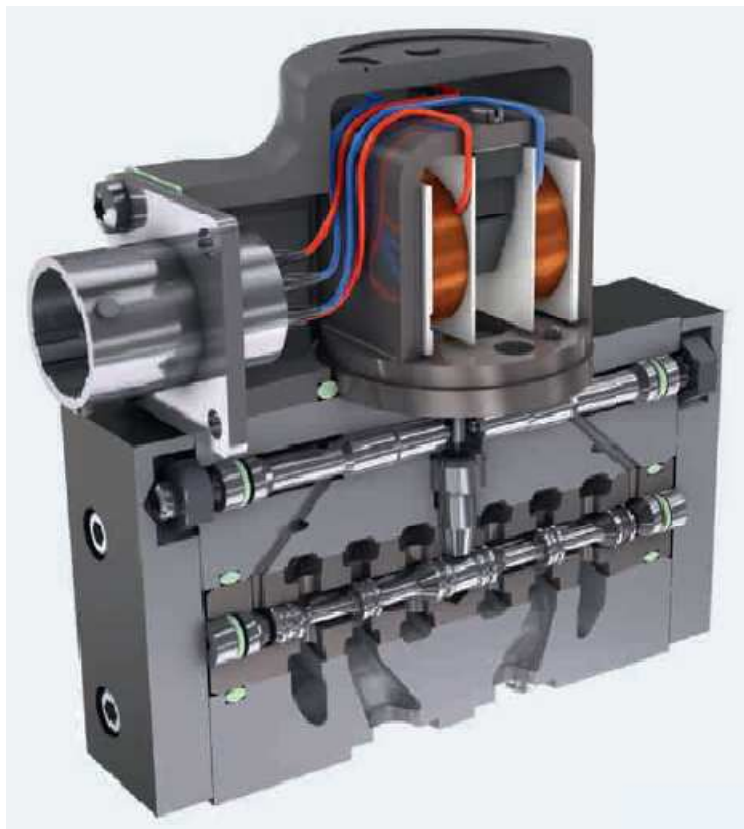
Velkou nevýhodou synchronizace pomocí proporcionálních rozvaděčů je cena. Další nevýhodou je nutnost použití řídicí elektroniky. Také je nutné zajistit napájení proporcionálních rozvaděčů. Pro napájení se obvykle z důvodů bezpečnosti využívá napětí 12V nebo 24V. Toto napětí ovšem nelze vždy zajistit.

1.7.2 Synchronizace pomocí servoventilů

Servoventily jsou využívány pro řízení průtoku, který je úměrný elektrickému proudu na vstupu. Při rychlých dynamických dějích je servoventil schopen dosáhnout stejné přesnosti chodu jako proporcionální rozvaděč při pomalých dějích.

Druhy řízení servoventilů

- Integrovaná digitální elektronika s volitelným rozhraním průmyslové sběrnice
- Analogové řízení s integrovanou elektronikou
- Analogové řízení bez integrované elektroniky



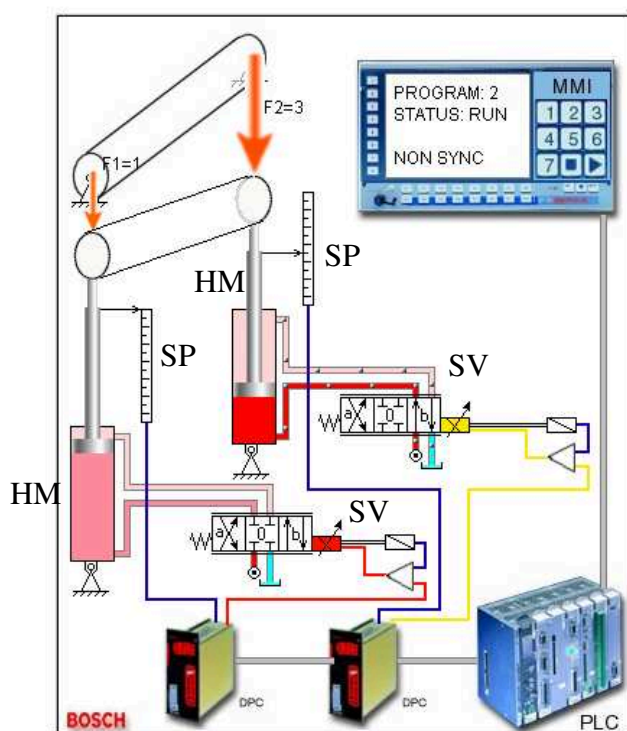
Obr. 1.13 Řez servoventilem

První stupeň servoventilu tvoří dvojice protisměrných trysek se společnou klapkou uprostřed, jejíž poloha je ovládána elektromagnetem. Přívodní potrubí k tryskám je opatřeno škrticími ventily (hydraulické odpory) a obě trysky tak tvoří dva komplementární systémy tryska – klapka – hydraulický zesilovač. Okolí trysek je napojeno na vratné potrubí zpět k nádrži a čerpadlu. Při výchylce klapky na jednu stranu dojde ke zvýšení průtoku a tím ke snížení tlaku na jedné straně klapky, na druhé straně nastane opačný proces. Vlivem propojení s krajními částmi válce se šoupátkem začne vzniklý rozdíl tlaku $p_2 - p_1$ působit na šoupátko v sekundární části a uvede jej do pohybu. Pohybem se začne napínat pružina s pružností k a silou závisející na jejím prodloužení ($F = k \cdot x$) působit na klapku (zmiňovaná zpětná vazba).

V momentě vyrovnění sil od elektromagnetu a pružiny dosáhne klapka neutrální polohy a rozdíl tlaku p_1 a p_2 klesne k nule. Šoupátko vlivem vlastního tření a reakce od pružiny zastaví svůj pohyb. Vnitřní část šoupátka již přímo ovládá velikost hydraulického odporu na cestě kapalného média k válci a směr jeho průtoku (jak bylo popsáno dříve).

Po přerušení napájení cívky elektromagnetu se klapka vychýlí na opačnou stranu a vzniklý rozdíl tlaku začne navracet šoupátko zpět do neutrální polohy. Podobně proběhne i přestavení do jakékoliv jiné polohy v závislosti na změnách proudu.

Pro zlepšení citlivosti na malé změny se doporučuje k napájecímu proudu cívky přičíst malý střídavý signál (např. trojúhelníkového průběhu).

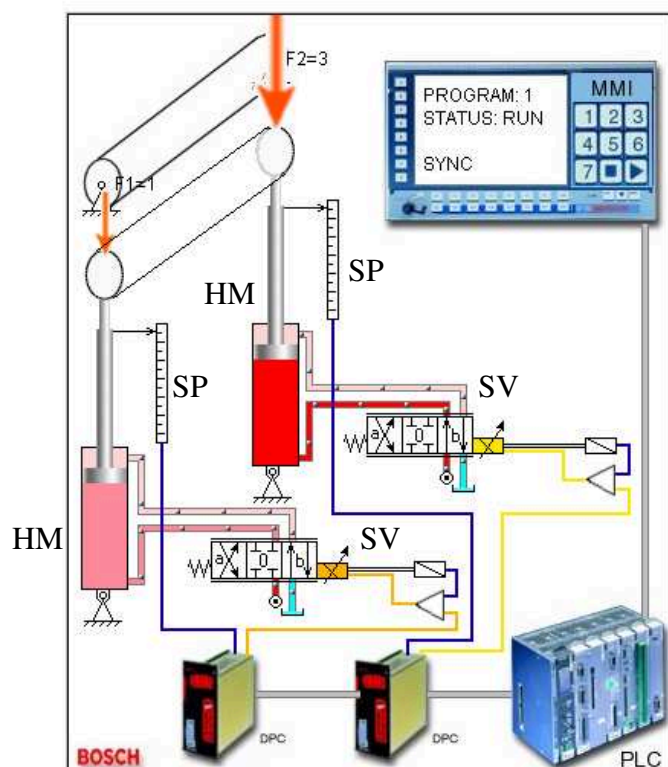


Obr. 1.14 Obvod se servoventily bez synchronizační řídicí jednotky

PLC – Řídicí počítač, SV – Servoventil, SP – Snímač polohy, HM – Hydromotor

Na Obr. 1.14 je znázorněn obvod pro manipulaci a udržování válce ve vodorovné rovině. K seřizování jsou použity dva přímočaré hydromotory opatřené snímači polohy. Tyto hydromotory jsou řízeny servoventily s řídicí jednotkou PLC.

V případě znázorněném na Obr. 1.14 je v programu vypnuta funkce synchronizace. Při této simulaci byla síla F_1 trojnásobná oproti síle F_2 . Protože je funkce synchronizace vypnuta dojde nejprve k vysunutí hydromotoru zatíženého silou F_2 . Po jeho úplném vysunutí se začne vysouvat hydromotor zatížený silou F_1 .



Obr. 1.15 Obvod se servoventily a synchronizační řídicí jednotkou

PLC – Řídicí počítač, SV – Servoventil, SP – Snímač polohy, HM – Hydromotor

Na Obr. 1.15 je znázorněn obvod pro manipulaci a udržování válce ve vodorovné rovině. K seřizování jsou použity dva přímočaré hydromotory opatřené snímači polohy. Snímače polohy nepřetržitě vysílají signál do řídicí jednotky. V řídicí jednotce je signál ze snímačů porovnáván s naprogramovanou hodnotou. Výstupní hodnotou z řídicí jednotky je signál nastavující servoventily do požadované pozice.

V tomto případě je v programu zapnuta funkce synchronizace. Proto při rozdílném zatížení dojde ke korekci servoventilů tak, aby se oba hydromotory pohybovaly rovnoměrně. Lze tak zajistit velmi přesný a rovnoměrný pohyb obou hydromotorů. Při vysouvání i zasouvání jsou oba hydromotory ovládány pomocí servoventilů se zpětnou vazbou tvořenou snímači polohy umístěnými na pístnicích hydromotorů.

Velkou výhodou řízení pomocí servoventilů je možnost synchronizace v obou směrech pohybu hydromotorů. Tímto způsobem řízení je možno docílit velmi vysoké přesnosti synchronizace v rozmezí 0,2% ÷ 0,5%. Této přesnosti lze dosáhnout v obou směrech. Za výhodu lze také považovat zaměnitelnost servoventilu za proporcionální rozvaděč.

Nevýhodou jsou zejména vysoké pořizovací náklady. Jde o nejdražší způsob realizace synchronního chodu hydromotorů.

2 Srovnání standardních a elektrohydraulických systémů synchronizace

V následující tabulce Tab. 2.1 jsou porovnány všechny způsoby uvedené v předešlé kapitole. Porovnávacími ukazateli jsou zde cena a přesnost daného typu. Z tabulky vyplývá, že nejméně přesným způsobem, ale zároveň nejlevnějším je synchronizace pomocí sériového zapojení hydromotorů. Naopak nejdražším a zároveň nejpresnějším způsobem je synchronizace s použitím servoventilů.

Typ synchronizace	Cena	Přesnost [%]
Standardní způsoby synchronizace		
Sériové zapojení hydromotorů	Nejlevnější za všech zde jmenovaných způsobů	6 – 8
Tuhá mechanická vazba	Vysoká cena zařízení	0,2 – 0,3

Dva stejné hydrogenerátory	Dražší oproti škrticím ventilům	4 – 6
Rotační hydromotory	Dražší než hydrogenerátory hydrogeneratorů	4 – 6
Škrticí ventily	Cenově srovnatelné se sériovým zapojením hydromotorů	3 – 5
Škrticí ventily se stabilizací tlakového spádu	Podstatně dražší než standardní škrticí ventily	2 – 5
Šoupátkový dělič průtoku	Cenově srovnatelný se škrticími ventily se stabilizací tlakového spádu	3 – 4
Rotační zubový dělič průtoku	Dražší než šoupátkový dělič průtoku	1,5 – 2
Rotační radiální pístový dělič průtoku	Levnější oproti lineárnímu děliči průtoku	0,5 – 0,8
Lineární dělič průtoku	Nejdražší ze všech děličů průtoku	0,05 – 0,2
Elektrohydraulické způsoby synchronizace		
Proporcionální rozvaděče	Levnější oproti servoventilům	1 – 5
Servoventily	Nejdražší způsob synchronizace	0,05 – 0,1

Tab. 2.1 Srovnání standardních a elektrohydraulických typů synchronizace

3 Návrh obvodu pro synchronizaci dvou lineárních hydromotorů

Pro ověření funkčnosti synchronizace se provedl návrh a následné sestavení hydraulického obvodu. Zvolila se synchronizace pomocí škrticích ventilů se stabilizací tlakového spádu. K ovládání vysouvání a zasouvání hydromotorů se použil elektromagneticky ovládaný rozvaděč. Provozní tlak jsem zvolil $6 \cdot 10^6$ Pa.

Pojistný ventil v odpadní větvi plnil funkci odporové síly. Odporová síla proti pohybu válce je nezbytná pro správnou funkci škrticího ventilu se stabilizací tlakového spádu. Pojistný ventil vyvodí pouze konstantní sílu. V okamžiku, kdy tlak vyvozený na výtlačné straně hydromotoru překoná sílu pružiny nastavenou na pojistném ventilu, dojde k jeho otevření. Po otevření pojistného ventilu se odporová síla ustálí na hodnotě, která odpovídá tlaku nastavenému na pojistném ventilu.

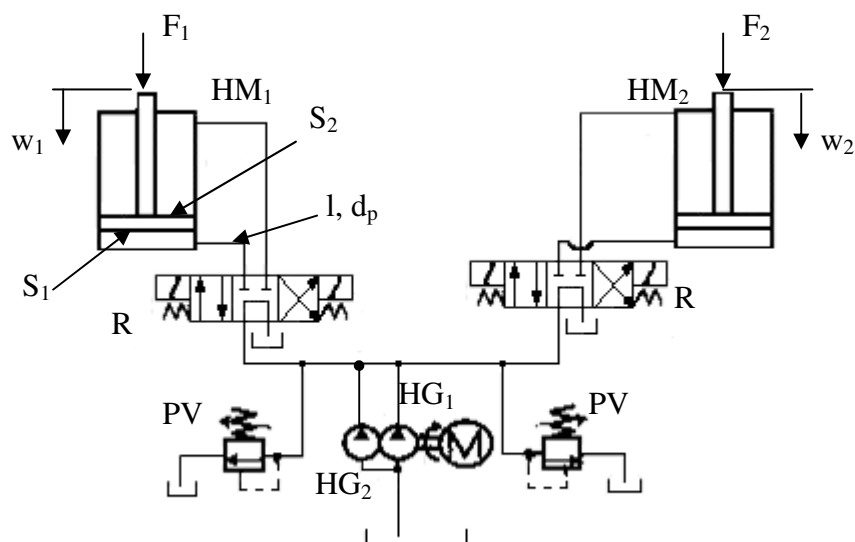
K vyvození proměnlivé zatěžující síly byl použit akumulátor. Použitím akumulátoru se docílilo nestejněměrného zatížení hydromotorů. Akumulátor slouží jako zdroj tlakové kapaliny. Během zdvihu hydromotoru je kapalina z odpadní větve válce odváděna do akumulátoru. Dochází tak k plnění akumulátoru. Plyn uzavřený v akumulátoru působí na kapalinu jako pružina. Díky této vlastnosti lze průběh odporové síly působící na škrticí ventil se stabilizací tlakového spádu považovat za lineárně rostoucí se zvyšujícím se tlakem v akumulátoru.

3.1 Vzorový výpočet obvodu pro synchronní chod hydromotorů

Jako příklad je zde uveden výpočet obvodu s použitím dvou hydrogenerátorů. Dále obvod s použitím standardních škrticích ventilů a na závěr výpočet odchylky s použitím škrticích ventilů se stabilizací tlakového spádu.

Zadané parametry:

Hydromotor	$D = 80 \text{ mm}, d = 63 \text{ mm}, h = 1000 \text{ mm}$
Potrubí	$l = 4000 \text{ mm}, d_p = 13 \text{ mm}$
Kapalina	$\rho = 880 \text{ kg} \cdot \text{m}^3, K = 1 \cdot 10^9 \text{ Pa}$
Zatížení	$F_1 = 80\,000 \text{ N}, F_2 = 40\,000 \text{ N}$



Obr. 3.1 Schéma obvodu

F_1, F_2 – Zatěžující síla, HM_1, HM_2 – Hydromotor, HG_1, HG_2 – Hydrogenerátor, R – Rozvaděč, PV – Pojistný ventil

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,08^2}{4} = 0,005 \text{ m}^2 \quad [3.1]$$

$$S_2 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,08^2}{4} - \frac{\pi \cdot 0,063^2}{4} = 0,0019 \text{ m}^2 \quad [3.2]$$

a) Posunutí w_1, w_2 při zdvihu $h = 1 \text{ m}$ a zatížení F_1, F_2 vlivem stlačitelnosti kapaliny pro dva hydrogenerátory

$$\frac{1}{K} = \frac{\Delta V}{V \cdot \Delta p} \Rightarrow \Delta V = \frac{V \cdot \Delta p}{K} \quad [3.3]$$

Pro potrubí

$$\Delta V_1 = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \cdot l \cdot \frac{F_1}{S_1} \cdot \frac{1}{K} = \frac{\pi \cdot 0,013^2}{4} \cdot 4 \cdot \frac{80\,000}{0,005} \cdot \frac{1}{1 \cdot 10^9} = 8,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \quad [3.5]$$

$$\Delta V_2 = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \cdot l \cdot \frac{F_2}{S_1} \cdot \frac{1}{K} = \frac{\pi \cdot 0,013^2}{4} \cdot 4 \cdot \frac{40\,000}{0,005} \cdot \frac{1}{1 \cdot 10^9} = 4,25 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \quad [3.6]$$

Pro hydromotor

$$\Delta V_1 = S_1 \cdot h \cdot \frac{F_1}{S_1} \cdot \frac{1}{K} = S_1 \cdot h \cdot \frac{F_1}{S_1} \cdot \frac{1}{K} = \frac{80\,000 \cdot 1}{1 \cdot 10^9} = 8 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \quad [3.7]$$

$$\Delta V_2 = S_1 \cdot h \cdot \frac{F_2}{S_1} \cdot \frac{1}{K} = S_1 \cdot h \cdot \frac{F_2}{S_1} \cdot \frac{1}{K} = \frac{40\,000 \cdot 1}{1 \cdot 10^9} = 4 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \quad [3.8]$$

Celkem

$$\Delta V_1 = 8,5 \cdot 10^{-6} + 8 \cdot 10^{-5} = 8,85 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \quad [3.9]$$

$$\Delta V_2 = 4,25 \cdot 10^{-6} + 4 \cdot 10^{-5} = 4,425 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \quad [3.10]$$

Výpočet posunutí

$$w_1 = \frac{\Delta V_1}{S_1} = \frac{8,85 \cdot 10^{-5}}{0,005} = 0,0177 \text{ m} = 17,7 \text{ mm} \quad [3.11]$$

$$w_2 = \frac{\Delta V_2}{S_1} = \frac{4,425 \cdot 10^{-5}}{0,005} = 0,00885 \text{ m} = 8,85 \text{ mm} \quad [3.12]$$

$$\Delta w = w_1 - w_2 = 17,7 - 8,85 = 8,85 \text{ mm} \quad [3.13]$$

Odchylka vlivem svodové propustnosti hydrogenerátorů

$$\eta_{Q1} = 0,95$$

$$\eta_{Q2} = 0,975$$

$$Q_1 = Q_{t1} \cdot \eta_{Q1} = Q_t \cdot \eta_{Q1} \quad [3.14]$$

$$Q_2 = Q_{t2} \cdot \eta_{Q2} = Q_t \cdot \eta_{Q2} \quad [3.15]$$

$$\Delta Q = Q_1 - Q_2 \quad [3.16]$$

$$\frac{\Delta w}{w} = \frac{\Delta Q}{Q_t} = \frac{Q_t \cdot (\eta_{Q1} - \eta_{Q2})}{Q_t} = \eta_{Q1} - \eta_{Q2} = 0,975 - 0,95 = 0,025 \approx 2,5\% \quad [3.17]$$

$$\Delta w = h \cdot (\eta_{Q1} - \eta_{Q2}) = 1 \cdot 0,025 = 0,025 \text{ m} = 25 \text{ mm} \quad [3.19]$$

b) Posunutí w_1, w_2 při zdvihu $h = 1$ m a zatížení F_1, F_2 vlivem stlačitelnosti kapaliny pro standardní škrticí ventily

$$S_{\text{šV}} = 8 \text{ mm}^2$$

$$\mu_{\text{šV}} = 0,73$$

$$\Delta p_v = 25 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Pro hydromotory

$$\Delta p_{M1} = \frac{F_1}{S_1} = \frac{80\,000}{0,005} = 16 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad [3.20]$$

$$\Delta p_{M2} = \frac{F_2}{S_1} = \frac{40\,000}{0,005} = 8 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad [3.21]$$

Pro škrticí ventily

$$\Delta p_{\text{š1}} = \Delta p_v - \Delta p_{M1} = (25 - 16) \cdot 10^6 = 9 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad [3.22]$$

$$\Delta p_{\text{š2}} = \Delta p_v - \Delta p_{M2} = (25 - 8) \cdot 10^6 = 17 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad [3.23]$$

Odchylka vlivem ztráty na škrticím ventilu

$$Q_1 = \mu \cdot S_{\text{šV}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{\text{š1}}}{\rho}} = 0,73 \cdot 8 \cdot 10^{-6} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 9 \cdot 10^6}{880}} = 8,35 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad [3.24]$$

$$Q_2 = \mu \cdot S_{\text{šV}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{\text{š1}}}{\rho}} = 0,73 \cdot 8 \cdot 10^{-6} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 17 \cdot 10^6}{880}} = 1,15 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad [3.25]$$

$$\frac{\Delta Q}{Q_2} = \frac{Q_2 - Q_1}{Q_2} = \frac{8,35 \cdot 10^{-4} - 1,15 \cdot 10^{-3}}{1,15 \cdot 10^{-3}} = 0,27 \approx 27\% \quad [3.26]$$

$$\Delta w = h \cdot \frac{Q_2 - Q_1}{Q_2} = 1 \cdot 0,27 = 0,27 \text{ m} \quad [3.27]$$

3.2 Specifikace prvků

Všechny komponenty použité pro sestavení hydraulického obvodu jsou voleny z katalogu Bosch – Rexroth. Snímače tlaku a měřicí přístroj M5050 vyrábí firma HYDROTECHNIK.

- **Škrticí ventil se stabilizací tlakového spádu**

2FRM 6 B 36 – 32/10 QRV

- Maximální průtok $15 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
- Kontrolovaný rozsah průtoku $0 - 10 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
- Maximální provozní tlak 10 MPa

- **Pojistný ventil**

DBDH 6 G18/100

- Maximální průtok $15 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
- Kontrolovaný rozsah tlaku $0 - 10 \text{ MPa}$
- Maximální provozní tlak 10 MPa

- **Rozvaděč**

4WE 6 E53/AG24NZ4

- Maximální průtok $15 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
- Maximální provozní tlak 10 MPa
- Ovládací napětí 24 V

- **Přímočarý hydromotor**

CD 70F 25/16-400 Z11/01 HCUM 11T

- Průměr pístu 25 mm
- Průměr pístnice 16 mm
- Zdvih 400 mm
- Maximální provozní tlak 7 MPa

- **Akumulátor s bezpečnostním blokem**
ABZSS 10 M – 3X/100E/S30V

- Objem akumulátoru 0,75 dm³
- Maximální provozní tlak 10 MPa

- **Jednosměrný ventil**
S6A3.0

- Maximální tlak 10 MPa
- Otevírací tlak 3 MPa
- Maximální průtok 18 dm³ · min⁻¹

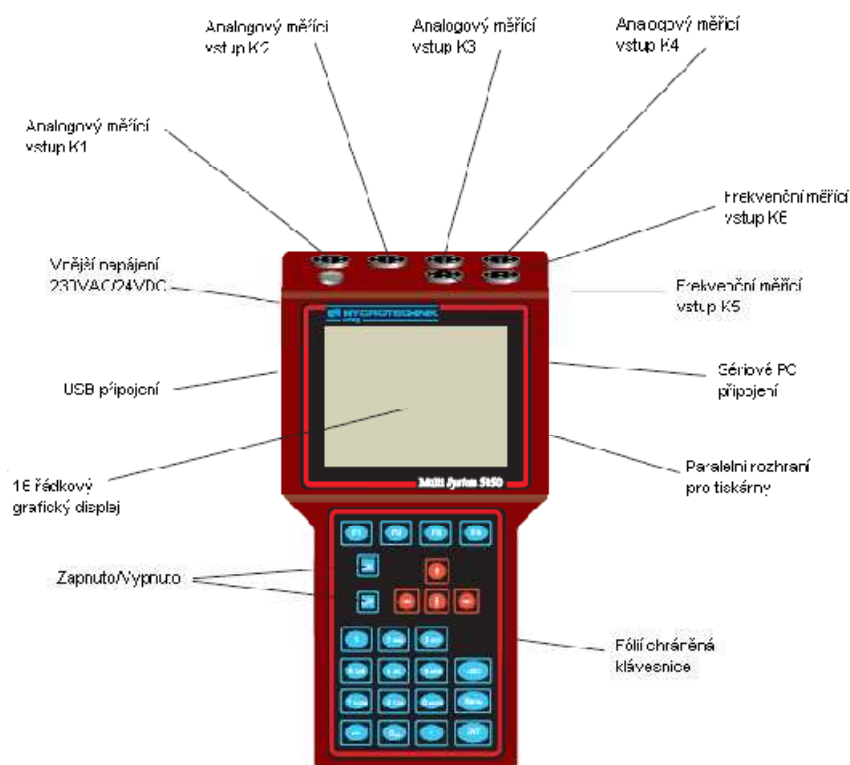
- **Snímač tlaku**
Hydrotechnik PR15

- Měřicí rozsah 0 až 60 MPa
- Výstupní signál 0 až 20 mA
- Pracovní teplota - 40 °C až + 120 °C
- Teplota měřeného média - 40 °C až + 130 °C

- **Snímač tlaku**
Hydrotechnik HT – PD (ISDS)

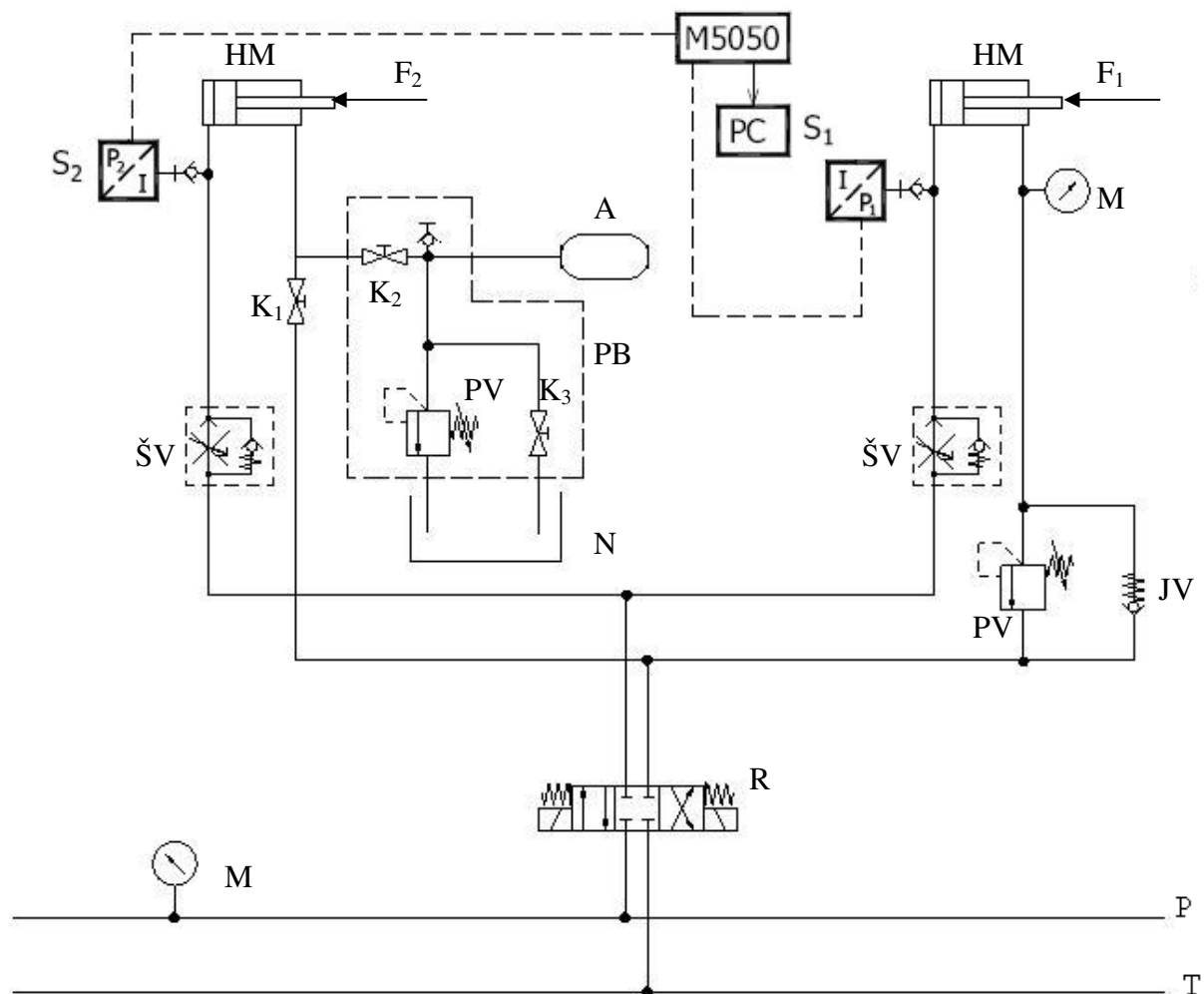
- Měřicí rozsah 0 až 20 MPa
- Výstupní signál 0 až 20 mA
- Pracovní teplota - 40 °C až + 120 °C
- Teplota měřeného média - 40 °C až + 130 °C

- **Měřicí přístroj**
HYDROTECHNIK MultiSystem M5050



Obr. 3.2 Měřicí přístroj M5050

Na Obr. 3.3 je znázorněno schéma zkušebního obvodu pro synchronní chod dvou lineárních hydromotorů. Jako synchronizační prvek jsou zde použity škrticí ventily se stabilizací tlakového spádu ŠV. Tlak v pracovním prostoru válců je měřen pomocí snímačů tlaku S_1 a S_2 . Tlak ze snímačů S_1 a S_2 je zaznamenáván pomocí měřicího přístroje M5050 a následně převeden do počítače. Tlak na zdroji a tlak v odpadním potrubí hydromotorů je kontrolován pomocí manometrů M. První hydromotor je zatížen silou F_1 vyvozenou na akumulátoru A. Druhý hydromotor je zatížen silou vyvozenou pojistným ventilem PV. K řízení směru průtoku je použit elektromagneticky ovládaný rozvaděč R.



Obr. 3.3 Schéma zkušebního obvodu

R – Rozvaděč, PV – Pojistný ventil, ŠV – Škrticí ventil se stabilizací průtoku, N – Nádrž, K₁, K₂, K₃ – Uzavírací kohout, A – Akumulátor, S₁, S₂ – Snímač tlaku, HM – Hydromotor, F₁, F₂ – Zatěžující síla, JV – Jednosměrný ventil, M – Manometr, M5050 – Měřicí zařízení, PC – Počítač, PB – Pojistný blok

4 Sestavení obvodu a ověření funkce systému

Po návržení a specifikaci prvků bylo provedeno sestavení obvodu. Obvod byl sestaven na hydro – praktikátoru firmy Bosch – Rexroth. Dle navrženého schématu se vyhledaly prvky potřebné k sestavení obvodu. Tyto prvky se postupně umístily na hydro – praktikátor. Dalším krokem bylo propojit jednotlivé prvky pomocí hydraulických hadic. Propojení prvků je díky rychlospojkám velmi jednoduché. Po propojení všech hydraulických prvků bylo ještě nutné připojit ovládací kabely rozvaděče. Rozvaděč byl ovládán dvěma tlačítky.

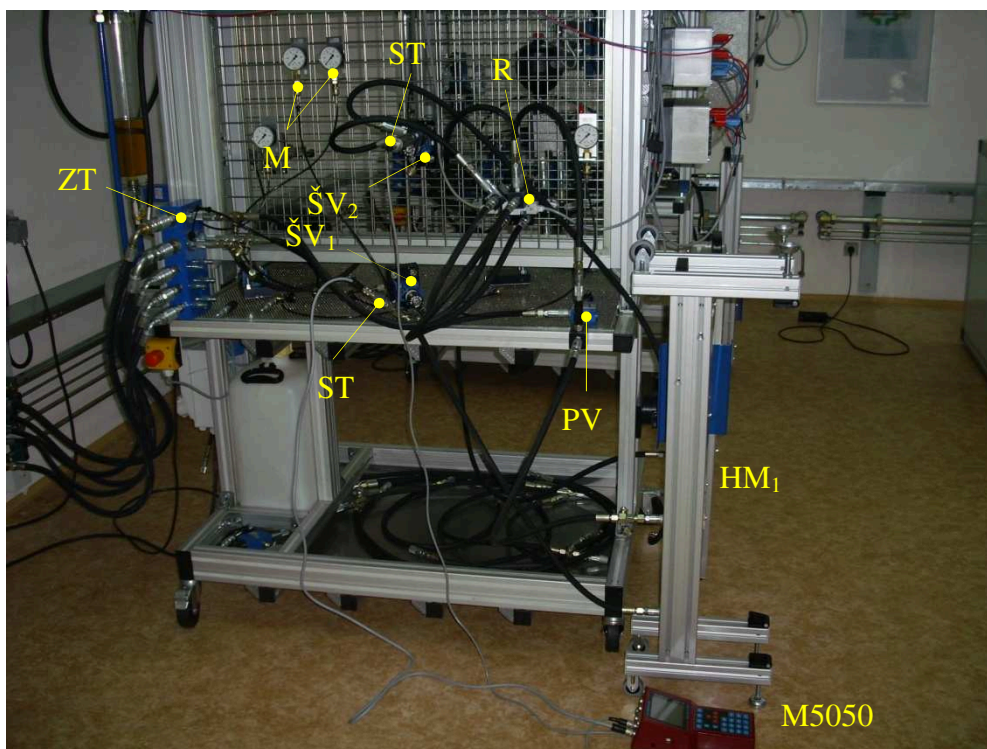
Nezbytnou součástí sestavení obvodu byla následná vizuální kontrola správnosti zapojení a zajištění rychlospojek. Při nedostatečném zatlačení rychlospojky by mohlo dojít k uvolnění hadice a úniku oleje. Po provedení všech nezbytných kontrol bylo možné přistoupit ke zkušebnímu spuštění systému.

Při prvním zkušebním spuštění bylo ověřeno, zda nedochází k únikům oleje a provedena zkouška ovládání rozvaděče. Pro zkušební spuštění obvod nebyl zatížen odporovými silami. Následně se mohlo přistoupit k ověření funkčnosti škrticích ventilů. Vizuální kontrolou bylo zjištěno, že válce nepracují synchronně. To bylo zapříčiněno rozdílným nastavením škrticích ventilů a nedostatečnou odporovou silou. Závaží, jimiž byly hydromotory vybaveny, nedokázaly působit dostatečnou silou pro správnou funkci škrticího ventilu se stabilizací tlakového spádu.

Dalším krokem proto bylo zařazení prvků pro vyvození dostatečné odporové síly. Nejdříve se do odpadní větve prvního hydromotoru připojil akumulátor s pojistným blokem. Poté byl do odpadní větve druhého akumulátoru připojen pojistný ventil. Po provedení několika zkušebních spuštění se provedly korekce v nastavení škrticích ventilů. Tím bylo docíleno synchronního chodu hydromotorů.

Provedeno bylo také několik zkoušek s různým nastavením pojistného ventilu. Tyto zkoušky ověřily funkčnost škrticího ventilu se stabilizací tlakového spádu. Po provedení těchto zkoušek a umístění snímačů tlaku na měřicí místa byl obvod připraven k měření.

Posledním krokem před spuštěním měření bylo nastavení měřicího přístroje M5050. Měřeny byly tlaky p_1 a p_2 v tlakové větvi obvodu. Dále se provedlo nastavení vzorkovací frekvence na 0,01 s.



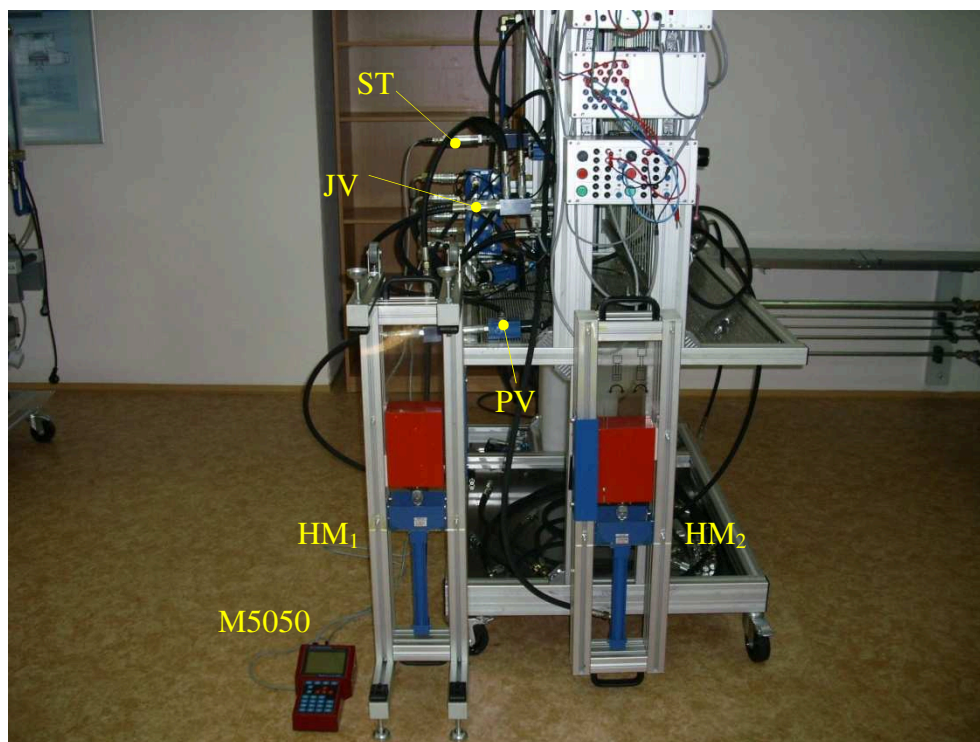
Obr. 4.1 Obvod sestavený na hydro – praktikátoru

M5050 – Měřicí přístroj, PV – Pojistný ventil, ST – Snímač tlaku, ŠV₁, ŠV₂ – Škrticí ventil, R – Rozvaděč, M – Manometr, ZT – Zdroj tlaku, HM₁ – Hydromotor

Na Obr. 4.1 je znázorněn obvod sestavený na hydro – praktikátoru pomocí komponent specifikovaných v kapitole 3.1. Zde je znázorněno skutečné umístění komponent na hydro – praktikátoru a jejich zapojení. Zdroj tlaku ZT je propojen hadicí s rozvaděčem R. Výstupní průtok z rozvaděče R je rozdělen pomocí T – kusu ke škrticím ventilům se stabilizací tlakového spádu ŠV. ŠV₁ slouží k nastavení rychlosti posuvu hydromotoru HM₁. Pro hydromotor HM₁ slouží k vyvození odporové zatěžující síly pojistný ventil PV zapojený v odpadní větvi obvodu.

ŠV₂ slouží k nastavení rychlosti posuvu hydromotoru HM₂. Pro tento hydromotor slouží k vyvození odporové zatěžující síly akumulátor A s pojistným blokem PB. Akumulátor s pojistným blokem je zobrazen na Obr. 4.3.

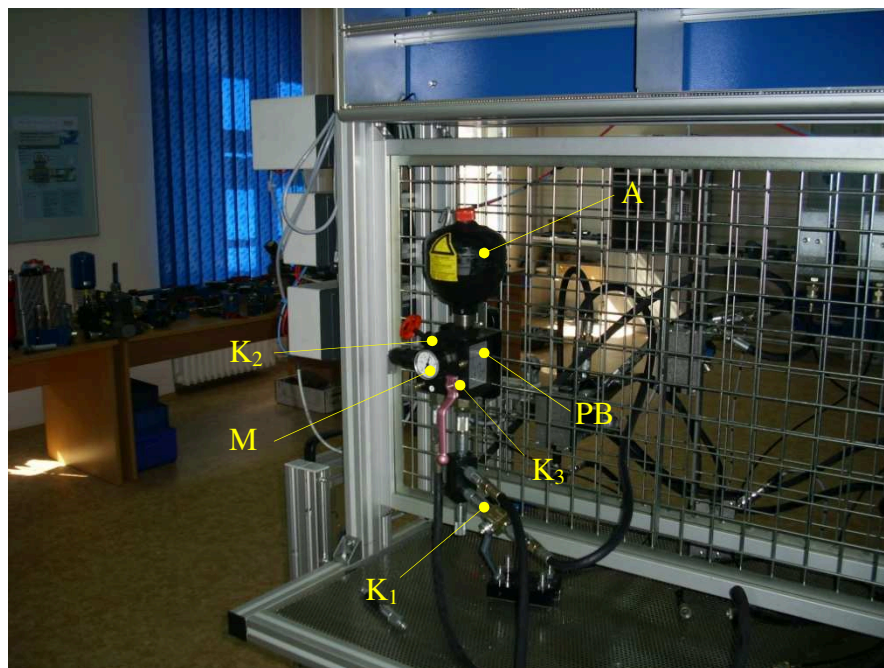
Snímače tlaku ST jsou do obvodu zapojeny pomocí minimess přípojek umístěných na vhodná měřicí místa.



Obr. 4.2 Hydromotory použité pro měření

*M5050 – Měřicí přístroj, HM₁, HM₂ – Hydromotor, JV – Jednosměrný ventil,
ST – Snímač tlaku*

Na Obr. 4.2 je znázorněn hydromotor HM₁ řízený pomocí škrticího ventilu se stabilizací tlakového spádu. K tomuto hydromotoru je v odpadní větvi připojen pojistný ventil PV. Dále je zde znázorněn hydromotor HM₂. K hydromotoru HM₂ je v odpadní větvi připojen akumulátor s pojistným blokem. Také je patrné umístění jednosměrného ventilu JV připojeného pomocí rychlospojek přímo na T – kus. K zaznamenávání naměřených hodnot tlaku ze snímačů ST je použit měřicí přístroj M5050.



Obr. 4.3 Akumulátor s pojistným blokem

A – Akumulátor, PB – Pojistný blok, K_1 , K_2 , K_3 – Uzavírací kohout

Na Obr. 4.3 je znázorněn akumulátor A s pojistným blokem PB. Z prostorových důvodů musel být akumulátor umístěn z opačné strany oproti ostatním prvkům obvodu. Konstrukce hydro – praktikátoru však umožňuje snadné propojení prvků i v tomto případě.

Uzavírací kohout K_1 slouží k uzavření odpadní větve. Po jeho uzavření dochází při zdvihu hydromotoru k plnění akumulátoru. Před spuštěním systému je nutné ještě zkontrolovat, zda je uzavírací kohout K_3 otevřen. Uzavírací kohouty K_1 a K_3 nesmí být současně uzavřeny. Pokud by došlo k situaci, že zůstanou oba kohouty uzavřeny, dojde k okamžitému nárůstu tlaku v tlakové větvi obvodu. Následně se otevře pojistný ventil na zdroji tlaku a posuv hydromotoru se zastaví.

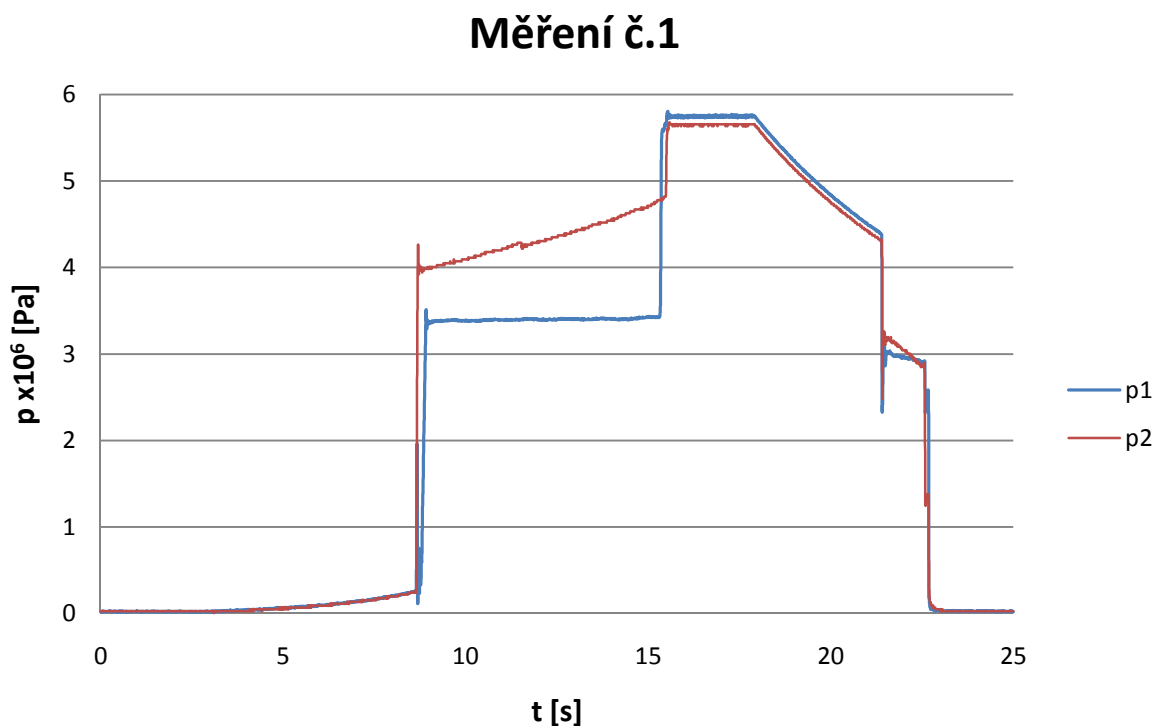
Otevřením uzavíracího kohoutu K_1 a uzavřením kohoutu K_3 dojde k vyřazení akumulátoru z činnosti. Na obvodu s akumulátorem vyřazeným z činnosti se provedlo měření č. 4, viz. Kapitola 3.4. Manometr M slouží pro kontrolu tlaku v akumulátoru A.

5 Měření hydraulického systému

Celkem byla provedena série šesti měření pro různé parametry hydraulického obvodu. Naměřená data se převedly do počítače, zpracováno pomocí programu Microsoft Excel.

5.1 Měření č. 1

Pro měření č. 1 se nastavil pojistný ventil pro vyvození odporové síly na $3,5 \cdot 10^6$ Pa. Do obvodu byl zapojen akumulátor.



Obr. 4.4 Průběh tlaků p_1 a p_2 pro měření č. 1

Na Obr. 4.4 je znázorněn průběh naměřených hodnot tlaků p_1 a p_2 pro měření č. 1. Na počátku zdvihu je možno sledovat postupné plnění systému. Díky tomu jsou naměřené hodnoty tlaků velmi nízké. Poté tlak p_1 prudce vzroste až na hodnotu nastavenou na pojistném ventilu. Na této hodnotě pak setrvá až do dosažení koncové polohy. Po dosažení koncové polohy dále roste až na tlak nastavený na zdroji, tedy $5,8 \cdot 10^6$ Pa.

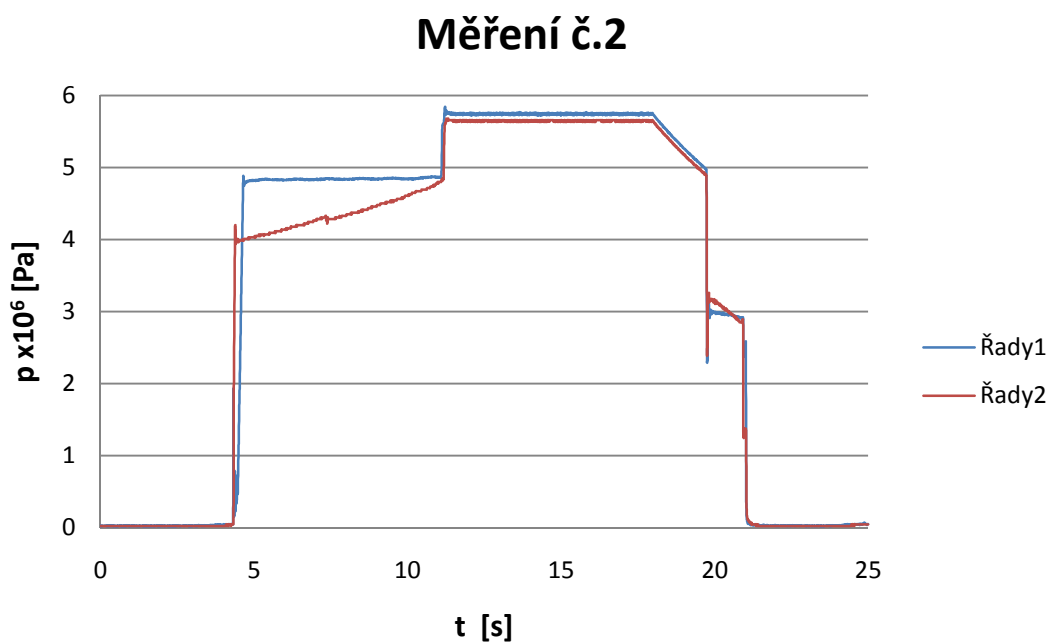
Ve stejnou chvíli, kdy prudce vzroste tlak p_1 , vzroste i tlak p_2 . Tlak p_2 roste až na hodnotu $4 \cdot 10^6$ Pa. Zde se nárůst tlaku zpomalí a dále už roste lineárně. Lineární nárůst tlaku je výsledkem plnění akumulátoru. Akumulátor vykonává funkci pružiny a tomu také odpovídá průběh tlaku. Dosažení koncové polohy hydromotoru se opět projeví prudkým nárůstem tlaku až na tlak $5,8 \cdot 10^6$ Pa.

Po krátkém setrvání v koncové poloze jsou hydromotory spuštěny zpět do výchozí polohy a připraveny k dalšímu měření. Spouštění hydromotorů ovšem není synchronizováno žádným prvem. Z naměřených hodnot průběhu tlaků p_1 a p_2 lze odečíst čas začátku zdvihu a také čas dosažení koncové polohy.

Na počátku zdvihu jsou hodnoty naprosto totožné. Při dosažení koncové polohy je odchylka mezi oběma válci jen několik milisekund. Lze tedy říci, že při tomto měření se podařilo docílit synchronního zdvihu přímočarých hydromotorů. A to i při rozdílných zatěžujících silách působících na hydromotory. Nepřesnost dosažení koncové polohy viditelná v grafu Obr. 4.4 je způsobena také nestejnou délkou hadic, jimiž jsou prvky spojeny.

5.2 Měření č. 2

Pro měření č. 2 byl na pojistném ventilu zvýšen tlak na $4,8 \cdot 10^6$ Pa. Akumulátor byl vypuštěn a uveden do stejného stavu, jako při měření č. 1.



Obr. 4.5 Průběh tlaků p_1 a p_2 pro měření č. 2

Na Obr. 4.5 je znázorněn průběh naměřených hodnot tlaků p_1 a p_2 pro měření č. 2. Na počátku zdvihu je možno sledovat postupné plnění systému. Díky tomu jsou naměřené hodnoty tlaků velmi nízké a nelze je tudíž ani odečíst z grafu. Poté tlak p_1 a současně i tlak p_2 prudce vzroste.

Tlak p_1 vzroste až na hodnotu $4,8 \cdot 10^6$ Pa nastavenou na pojistném ventilu. Na této hodnotě pak setrvá až do dosažení koncové polohy. Po dosažení koncové polohy dále roste až na tlak nastavený na zdroji, tedy $5,8 \cdot 10^6$ Pa.

Tlak p_2 vzroste na hodnotu $4 \cdot 10^6$ Pa, odkud dále lineárně roste po hodnotu $4,8 \cdot 10^6$ Pa. V té chvíli dosáhl hydromotor koncové polohy. Což je v grafu znázorněno opět jako prudké zvýšení tlaku p_1 a také tlaku p_2 až na hodnotu tlaku $5,8 \cdot 10^6$ Pa nastavenou na zdroji. Po krátkém setrvání v koncové poloze jsou hydromotory zasunuty zpět do výchozí polohy. Poté bylo provedeno nastavení pro další měření.

5.3 Měření č. 3

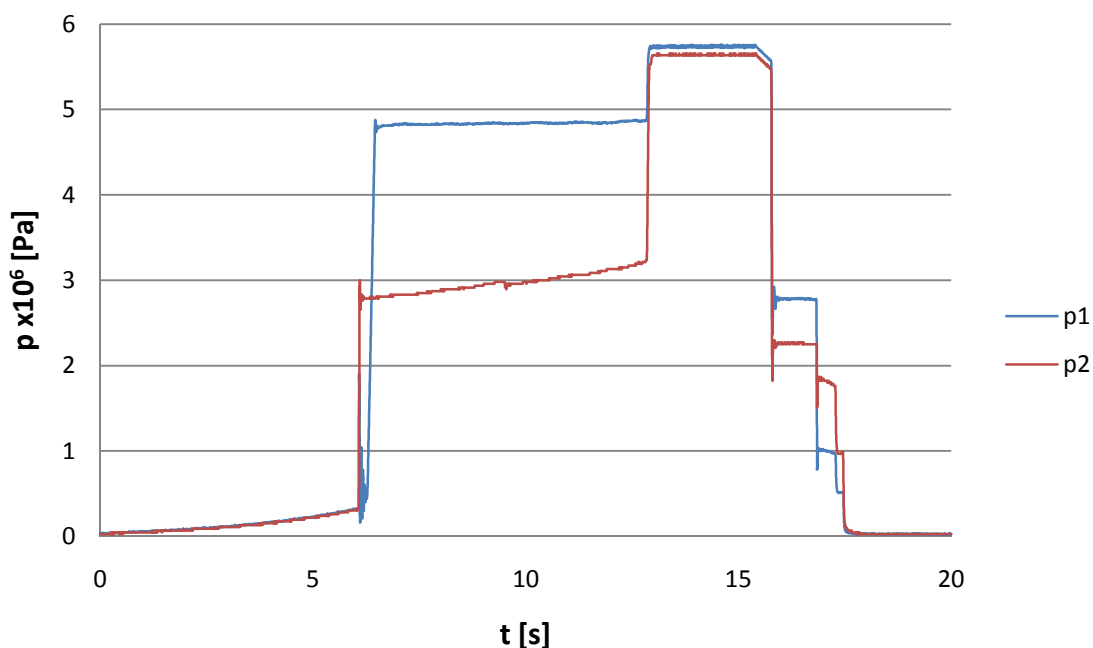
Pro měření č. 3 byl na pojistném ventilu opět zvýšen tlak. Akumulátor byl vypuštěn a uveden do stejného stavu, jako při měření č. 1 a 2.

Na Obr. 4.6 je znázorněn průběh naměřených hodnot tlaků p_1 a p_2 pro měření č. 3. Na počátku zdvihu je možno sledovat postupné plnění systému. Díky tomu jsou naměřené hodnoty tlaků velmi nízké s pozvolným růstem. Poté tlak p_1 a současně i tlak p_2 prudce vzroste.

Tlak p_1 dosáhne hodnoty $4,8 \cdot 10^6$ Pa, na této hodnotě setrvá až po dosažení koncové polohy hydromotoru. Poté ještě vzroste na tlak $5,8 \cdot 10^6$ Pa, což je tlak zdroje. Tlak p_2 dosáhne při prudkém růstu hodnoty $2,8 \cdot 10^6$ Pa. Po dosažení této hodnoty se růst značně zpomalí. Další růst tlaku je lineární a velmi pozvolný až do hodnoty $3,2 \cdot 10^6$ Pa. Následný prudký rychlý nárůst tlaku je reakcí na dosažení koncové polohy hydromotoru.

Průběhy měřených tlaků se při rozběhu i při dosažení koncové polohy dokonale překrývají. Z toho lze usuzovat, že synchronní chod měl minimální odchylku v dosažení koncové polohy.

Měření č.3



Obr. 4.6 Průběh tlaků p_1 a p_2 pro měření č. 3

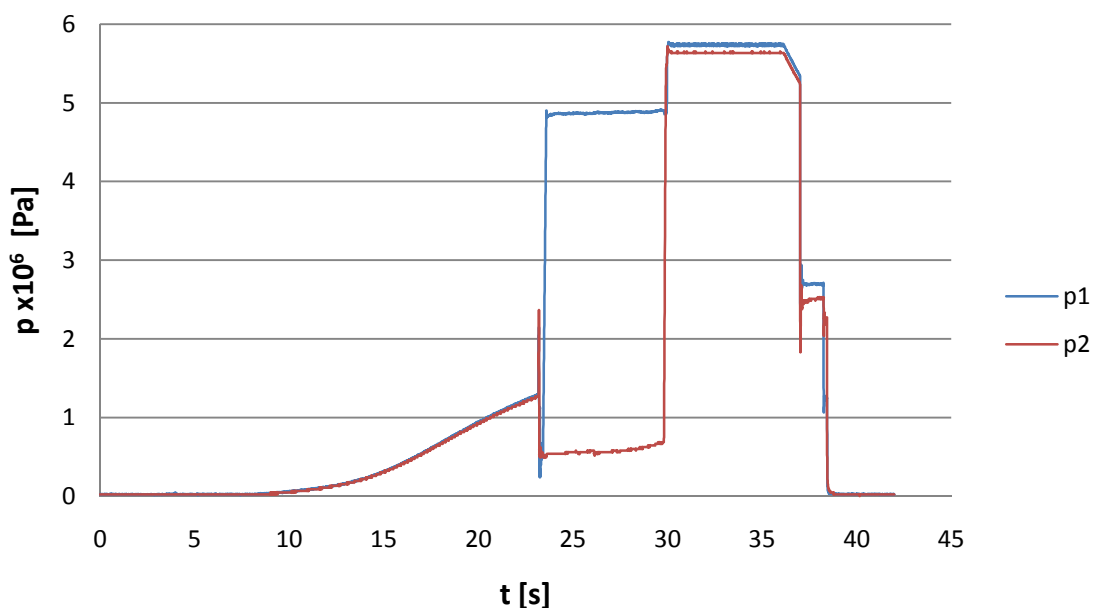
5.4 Měření č. 4

Pro měření č. 4 zůstal tlak na pojistném ventilu nastaven stejně jako u měření č. 3. Akumulátor byl pro toto měření vyřazen z provozu.

Na Obr. 4.7 je znázorněn průběh naměřených hodnot tlaků p_1 a p_2 pro měření č. 4. Na počátku zdvihu je možno sledovat postupné plnění systému. Díky tomu jsou naměřené hodnoty tlaků velmi nízké s pozvolným růstem. Poté tlak p_1 prudce vzroste až na hodnotu nastavenou na pojistném ventilu. Tlak p_1 dosáhne hodnoty $4,8 \cdot 10^6$ Pa, na této hodnotě setrvá až po dosažení koncové polohy hydromotoru, kdy ještě skokově vzroste na tlak $5,8 \cdot 10^6$ Pa.

Vyřazení akumulátoru se projevilo na tlaku p_2 tak, že velmi pomalu narůstá na hodnotu $1,2 \cdot 10^6$ Pa. Následně klesne na hodnotu $0,5 \cdot 10^6$ Pa, kde setrvává až do chvíle, kdy hydromotor dosáhne koncové polohy. Po dosažení koncové polohy vzroste tlak p_2 skokově na hodnotu nastavenou na zdroji tlaku.

Měření č.4



Obr. 4.7 Průběh tlaků p_1 a p_2 pro měření č. 4

Porovnáním grafu Obr. 4.7 s předchozími měřeními můžeme ověřit vliv akumulátoru na tlakové zatížení hydromotoru. Oproti předchozím měřením je v tomto případě hodnota tlaku p_2 minimální. To znamená, že kapalina vytlačovaná z hydromotoru volně odchází zpět do nádrže. Přitom překonává pouze minimální odpor na prvcích obvodu.

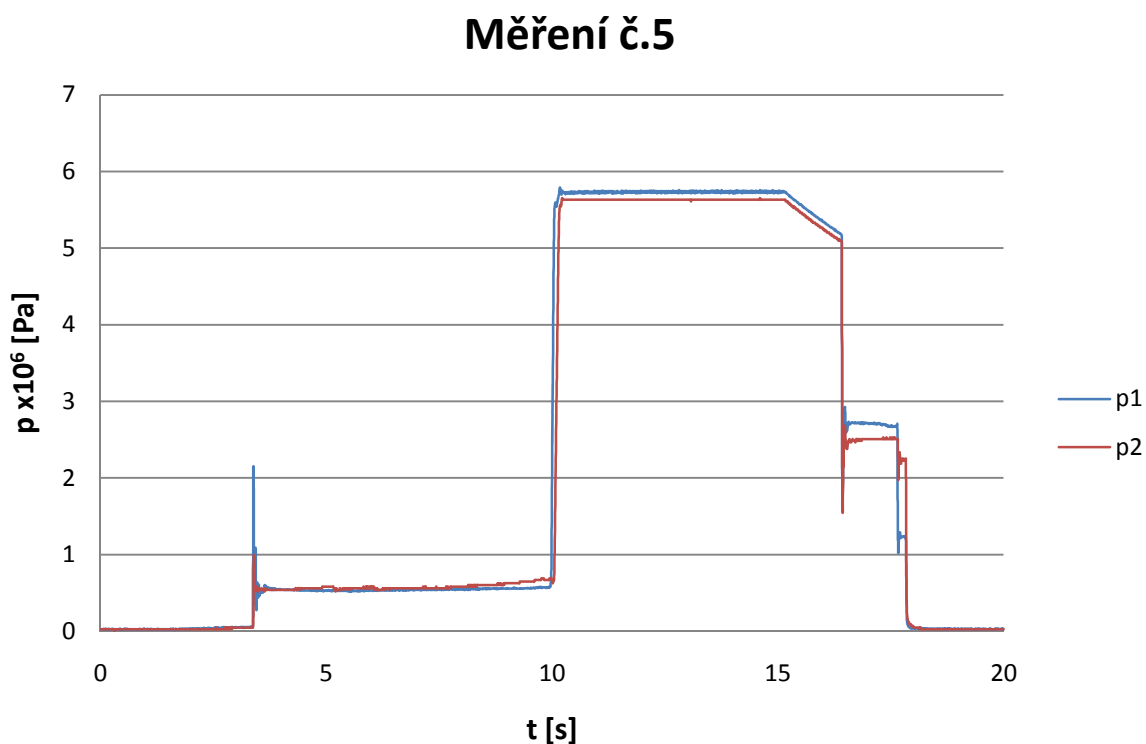
5.5 Měření č. 5

Pro měření č. 5 byl odlehčen pojistný ventil i akumulátor.

Na Obr. 4.8 je znázorněn průběh naměřených hodnot tlaků p_1 a p_2 pro měření č. 5. Po odlehčení obou větví jsou hydromotory zatíženy pouze silou vyvozenou připojeným závažím. Naměřené hodnoty tlaků jsou tak velmi nízké. Na počátku zdvihu jsou hodnoty tlaků téměř neměřitelné.

Po skokové změně tlaku p_1 a současně i tlaku p_2 se jejich hodnota ustálila na $0,5 \cdot 10^6$ Pa. Na této hodnotě pak setrvaly až do chvíle, kdy hydromotory dosáhly koncové polohy. Poté došlo k další skokové změně tlaků p_1 a také p_2 . Tlak se ustálil na hodnotě $5,8 \cdot 10^6$ Pa.

Porovnáním grafu Obr. 4.8 s předchozími měřeními lze ověřit nejen vliv akumulátoru, ale i vliv pojistného ventilu na tlakové zatížení hydromotoru. Oproti předchozím měřením je v tomto případě hodnota tlaků p_1 i p_2 minimální. To znamená, že kapalina vytlačovaná z hydromotoru volně odchází zpět do nádrže. Přitom překonává pouze minimální odpor na prvcích obvodu.



Obr. 4.8 Průběh tlaků p_1 a p_2 pro měření č. 5

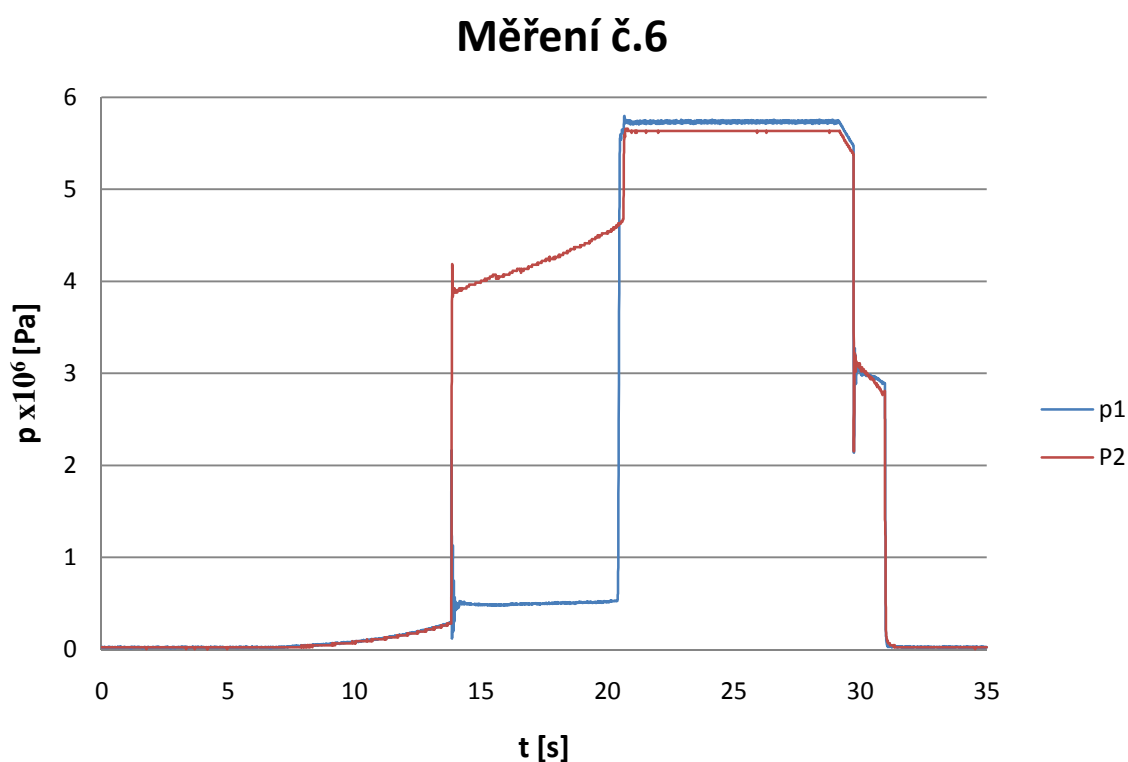
5.6 Měření č. 6

Pro měření č. 6 je akumulátor zapojen v obvodu a větev s pojistným ventilem odlehčena.

Na Obr. 4.9 je znázorněn průběh naměřených hodnot tlaků p_1 a p_2 pro měření č. 6. Tlak p_1 pozvolně roste na hodnotu $0,5 \cdot 10^6$ Pa, kde setrvává až do chvíle, kdy hydromotor dosáhne koncové polohy. Poté skokově vzroste na hodnotu $5,8 \cdot 10^6$ Pa.

Akumulátor ve funkci hydraulické pružiny byl v tomto obvodu opět zapojen. To se projevilo na průběhu tlaku p_2 . Na počátku zdvihu je vidět pozvolný nárůst tlaku až na hodnotu $0,5 \cdot 10^6$ Pa, kdy došlo ke skokové změně na hodnotu $3,9 \cdot 10^6$ Pa. Od této hodnoty pak tlak dále pozvolně narůstal do hodnoty $4,6 \cdot 10^6$ Pa. V ten okamžik dosáhl hydromotor koncové polohy, což se projevilo další skokovou změnou tlaku na hodnotu $5,8 \cdot 10^6$ Pa.

Porovnáním grafu Obr. 4.9 s předchozími měřeními je možné ověřit vliv akumulátoru na tlakové zatížení hydromotoru. Ve chvíli, kdy tlak p_2 dosáhne provozní hodnoty akumulátoru, pokračuje tlak v dalším růstu podle funkce srovnatelné s pružinou. Akumulátor by se tedy dal přirovnat k pružině působící proti směru vysouvání hydromotoru.



Obr. 4.9 Průběh tlaků p_1 a p_2 pro měření č. 6

6 Závěr

Cílem diplomové práce je podrobně popsat jednotlivé typy synchronizace lineárních hydromotorů. První část popisuje standardní způsoby synchronizace pohybu dvou a více hydromotorů. Do této skupiny patří synchronizace pomocí sériového zapojení hydromotorů, tuhé vazby, dvou stejných hydrogenerátorů, dvou stejných rotačních hydromotorů a synchronizace pomocí řízení proměnným odporem.

Dále se práce zabývá rozdělením a popisem objemových děličů průtoku. Po jejich základním rozdělení je proveden podrobnější popis funkce jednotlivých děličů. Nejprve je uveden šoupátkový dělič průtoku, poté rotační děliče průtoku a na závěr lineární dělič průtoku.

Následující kapitoly popisují synchronizaci pohybu lineárních hydromotorů elektrohydraulicky. Do této skupiny řadíme obvody řízené pomocí proporcionálních rozvaděčů a servoventilů. Je proveden podrobný popis obou typů řízení a uvedeny příklady využití těchto prvků pro synchronní chod lineárních hydromotorů.

Dalším bodem práce je srovnání standardních způsobů synchronizace s elektrohydraulickými způsoby. Srovnání jednotlivých typů je seřazeno v tabulce Tab. 2.1. Porovnání je provedeno s ohledem na dosahované přesnosti jednotlivých způsobů synchronizace. Dalším srovnávacím parametrem je cena. Cenu ovšem nelze, s ohledem na jedinečnost každé aplikace, jednoznačně stanovit. Porovnány jsou pouze prvky synchronizace bez ohledu na další možné příslušenství obvodů.

Dle zadání je proveden návrh obvodu synchronizace dvou lineárních hydromotorů, včetně specifikace prvků. Popis synchronizace je doplněn výpočetním příkladem, který stanovuje vliv stlačitelnosti kapaliny na výsledný rozdíl polohy.

Následovalo sestavení hydraulického obvodu na hydro – praktikátoru a ověření funkce navrženého systému. Po ověření funkčnosti byla provedena série měření, jejichž výsledky jsou popsány v kapitole 5.

7 Použitá literatura

Skripta a knižní literatura

- [1] Sivák, V. *Projektování hydraulických systémů*. Ostrava: VŠB – TECHNICKÁ UNIVERZITA Ostrava, 1990. 336 s. ISBN 80-7078-037-1.
- [2] Pivoňka, J. a kolektiv. *Tekutinové mechanismy*. Praha: SNTL, 1987. 256 s.
- [3] Noskievič, J. *Dynamika tekutinových mechanismů*. Ostrava: VŠB – TECHNICKÁ UNIVERZITA OTRAVA, 1995. 166 s. ISBN 80-7078-297-8.
- [4] Prokeš, J.; Vostrovský, J. *Hydraulické a pneumatické mechanismy*. Praha: SNTL, 1988. 276 s.
- [5] PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy: Díl 2. Řídící prvky hydrostatických systémů, příslušenství hydraulických obvodů*. První vydání. Ostrava: VŠB - TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA, 2008. 150 s. ISBN 978-80-248-1827-6.
- [6] Lift, H.; Hansel, M. *Hydrauliksysteme in der Bau und Kommunaltechnik*. 354 s. ISBN 3 – 8023 – 0445 – 4.
- [7] Hesse, H.; Bredenfeld, G.; Geise, K. *Traktorhydraulik – Komponenten und Systeme von Landwirtschaftlichen Traktoren*. Renningen: Expert Verlag, 2004. 174 s. ISBN 3 – 8169 – 2299 – 6.
- [8] Kolektiv. *Příručka hydrauliky, Svazek 2*. Mannesmann Rexroth GmbH, 1991, ISBN 3 – 8023 – 0898 – 0.

On – line katalogy a literatura

- [9] *Federal Fluid Power* [online]. 2011 [cit. 2011-05-16]. Flow Dividers & Proportionators. Dostupné z WWW: <http://www.federalfp.com/flow_dividers.php#princeflow>.
- [10] *Jahns Hydraulik* [online]. 2010 [cit. 2011-05-16]. Ölstromteiler. Dostupné z WWW: <<http://www.jahns-hydraulik.de/fileadmin/data/etl-mto-bg3-gb.pdf>>.
- [11] *Bosch Rexroth* [online]. 2011 [cit. 2011-05-16]. Ölstromteiler. Dostupné z WWW: <http://www.boschrexroth.com/industrial-hydraulics-catalog/Vornavigation/VorNavi.cfm?Language=EN&VHist=&PageID=g54569>
- [12] *Hykom* [online]. 2011 [cit. 2011-05-16]. Hykom Hydraulics. Dostupné z WWW: <<http://www.hykom.cz/page.php?lang=cs&M1=1>>.